

## **DERWENT TERMS AND CONDITIONS**

*Derwent shall not in any circumstances be liable or responsible for the completeness or accuracy of any Derwent translation and will not be liable for any direct, indirect, consequential or economic loss or loss of profit resulting directly or indirectly from the use of any translation by any customer.*

Derwent Information Ltd. is part of The Thomson Corporation

Please visit our home page:

[WWW.DERWENT.CO.UK](http://WWW.DERWENT.CO.UK) (English)

[WWW.DERWENT.CO.JP](http://WWW.DERWENT.CO.JP) (Japanese)

**MACHINE-ASSISTED TRANSLATION (MAT):**

(19)【発行国】 日本国特許庁 (JP)	(19)[ISSUING COUNTRY] Japanese Patent Office (JP)
(12)【公報種別】 特許公報 (B2)	Patent gazette (B2))
(11)【公告番号】 特公平7-56362	(11)[Public-notice number] Japanese-Patent-Publication-No. 7-56362
(24)(44)【公告日】 平成7年(1995)6月14日	(24)(44)[Public-notice day] June 14th, Heisei 7 (1995)
(54)【発明の名称】 流動層ボイラの蒸気温度昇温装置	(54)[TITLE] The steam-temperature temperature rise device of a fluidized-bed combustion device
(51)【国際特許分類第6版】 F22B 1/02            B 7526-3L	(51)[IPC] F22B 1/02            B 7526-3L
【発明の数】    1	[NUMBER OF INVENTIONS]    1
【全頁数】    28	[NUMBER OF PAGES]    28
(21)【出願番号】 特願昭62-159707	(21)[APPLICATION NUMBER] Japanese Patent Application No. 62-159707
(22)【出願日】 昭和62年(1987)6月29日	(22)[DATE OF FILING] June 29th, Showa 62 (1987)
(65)【公開番号】 特開平1-6601	(65)[Laid-open (kokai) number] Unexamined-Japanese-patent-No. 1-6601
(43)【公開日】 平成1年(1989)1月11日	(43)[DATE OF FIRST PUBLICATION] January 11th, Heisei 1 (1989)
(71)【出願人】	(71)[PATENTEE/ASSIGNEE]

【識別番号】  
9 9 9 9 9 9 9 9

【ID CODE】  
999999999

【氏名又は名称】  
株式会社荏原製作所

K.K. Ebara Corp.

【住所又は居所】  
東京都大田区羽田旭町 1 1 番 1  
号

【ADDRESS】

(72) 【発明者】

(72)【INVENTOR】

【氏名】 肥後 勉

Tsutomu Higo

【住所又は居所】  
東京都大田区羽田旭町 1 1 番 1  
号 株式会社荏原製作所内

【ADDRESS】

(72) 【発明者】

(72)【INVENTOR】

【氏名】 大下 孝裕

Takahiro Oshita

【住所又は居所】  
東京都大田区羽田旭町 1 1 番 1  
号 株式会社荏原製作所内

【ADDRESS】

(72) 【発明者】

(72)【INVENTOR】

【氏名】 小杉 茂

Shigeru Kosugi

【住所又は居所】  
東京都大田区羽田旭町 1 1 番 1  
号 株式会社荏原製作所内

【ADDRESS】

(72) 【発明者】

(72)【INVENTOR】

【氏名】 犬丸 直樹

Naoki Inumaru

【住所又は居所】  
東京都大田区羽田旭町 1 1 番 1  
号 株式会社荏原製作所内

## [ADDRESS]

(72) 【発明者】

(72)[INVENTOR]

【氏名】 川口 一

Hajime Kawaguchi

【住所又は居所】  
東京都大田区羽田旭町 1 1 番 1  
号 株式会社荏原製作所内

## [ADDRESS]

(74) 【代理人】

(74)[PATENT AGENT]

【弁理士】

[PATENT ATTORNEY]

【氏名又は名称】  
中本 宏 (外 2 名)

Hiroshi Nakamoto (et al. two)

【審査官】 清田 栄章

[EXAMINER] Eisho Kiyoda

(56) 【参考文献】

(56)[Bibliography]

【文献】  
特開昭 4 9 - 9 5 4 7 0 ( J P ,  
A )

[Reference]  
Unexamined Japanese patent No. 49-95470  
(JP, A)

【特許請求の範囲】

[CLAIMS]

【請求項 1】  
炉底部より上方に向けて流動化  
ガスを噴出させる空気分散板を  
1 組又は 2 組以上備えると共  
に、該空気分散板端部上方に、  
該流動化ガスの上向流路をさえ  
ぎり、且つ、該流動化ガスを、  
上向き流路をさえぎられていな  
いガス噴出部上方に向けて、反  
射転向せしめる反射仕切を設け

[CLAIM 1]  
A steamy temperature rise apparatus of the  
rotary type fluidized-bed combustion device,  
which is provided with 1 set or more of the air  
distributor which makes fluidization gas blow off  
from a furnace-bottom part toward the upper  
part. Also the reflective partition which the  
upward flow path of this fluidization gas is  
interrupted, and carries out the reflective turn of  
this fluidization gas toward the blow-of-gas part  
upper part not interrupted in the upward flow

ることにより、上向流路をさえぎられていない噴出部上部に流動媒体が固定層ないし流動層状態で沈降する移動層を形成すると共に、上向流路をさえぎられた噴出部近傍上部においては流動媒体が活性に流動化し、且つ前記反射仕切の作用によりこの部分の流動媒体を前記移動層上部に向つて旋回せしめることにより旋回型流動層を形成し、且つ、該反射仕切背部と炉壁又は反射仕切背部と反射仕切背部の間に熱回収室を形成せしめ、運転中流動媒体の一部が前記反射仕切の上部を越えて熱回収室に入り込むように構成し、該熱回収室下部で且つ反射仕切の背面側に熱回収室内の流動媒体を固定層から移動層ないし弱い流動層状態の範囲で変化させるための通気用ガス散気装置を設けると共に、熱回収室の下部に該炉底の上方に通ずる開口を設けると共に熱回収室内に受熱流体を通ずる伝熱管を配備し、該熱回収室は複数の互いに独立して変化させ得る通気用ガス散気装置により区分けされた旋回流型流動層ボイラにおいて、区分けされた該熱回収室の一部において少くとも一部の伝熱管中に受熱流体として蒸気を通し、該蒸気の該熱回収室の後流側温度により当該散気装置に供給するガス量を調節し、それ以外の散気装置に供給されるガス量は、流動層温度により制御するようにしたことを特徴とする旋回流型流動層ボイラの蒸気昇温装置。

## 【発明の詳細な説明】

path is provided upward this air-distributor end section. Thus, the moving bed where a bed material precipitates in the state of a fixed bed or the fluidized bed is formed on the upper part of the jet part not interrupted in the upward flow path.

Also in the upper part near the jet part interrupted in the upward flow path, a bed material fluidizes actively.

And it is made to rotate in the bed material of this part toward the above-mentioned moving-bed upper part by effect of an above-mentioned reflective partition. The rotary type fluidized bed is formed.

And, a heat recovery chamber is made to form between this reflective partition back part and a furnace wall or a reflective partition back part and a reflective partition back part.

It composes so that a part of bed material in the running may exceed the upper part of an above-mentioned reflective partition and it may enter into a heat recovery chamber. It is this heat-recovery-chamber lower part, and it is the back side of a reflective partition. The gas diffuser for air passages for changing the bed material in a heat recovery chamber in the range of a fixed bed to a moving bed or a weak fluidized-bed state is provided. Also the opening which passes to the upper part of this furnace bottom is provided to the lower part of a heat recovery chamber. The heat exchanger tube which passes the incoming-radiation fluid in a heat recovery chamber is arranged.

This heat recovery chamber was classified with some gas diffusers for air passages which may change independently. In the above rotary flow type fluidized-bed combustion device, in a part of this classified heat recovery chamber, the vapour is passed through as incoming-radiation fluid in a partial heat exchanger tube at least. Capacity supplied to a diffuser with the post-flow side temperature of this heat recovery chamber of this vapour is adjusted. It was made to control capacity supplied to the diffuser of other than that by fluidized-bed temperature.

## [DETAILED DESCRIPTION OF INVENTION]



**【産業上の利用分野】**

本発明は、流動層ボイラにおける過熱器や再熱器等の蒸気の昇温装置の改善に関するものである。

**【従来の技術及び発明が解決しようとする問題点】**

近年、石炭やバーク、含油スラッジ等発熱量の比較的高い燃焼物を流動層ボイラで燃焼して発生した熱を蒸気の形で回収する方式が一般化し始めている。本発明者らも従来培つて来た流動層燃焼技術を応用した流動層ボイラを開発し、特願昭 62-9057 号として出願した。

このボイラは、燃焼物を燃焼させる流動層から熱回収部を独立させ流動層温度を制御しうるようにしたもので、燃焼物に粗大な不燃物が含まれていたり、或いは燃料の品位が不安定で発熱量や、燃料組成、含水率等が変化しても安定した運転が出来、蒸気の需要に応じた大きなターndownや急速な蒸発量の制御が容易で、且つ運転の開始や停止が容易であるなど運転し易く、エネルギー利用効率の高いものである。

発電等におけるタービン駆動用蒸気発生のためのボイラは、熱サイクル上の原理より発生熱量に対するタービン効率を高めるためには、発生蒸気の高圧化とともに高温化が不可欠である。この過熱温度は設計値を越えると、ボイラ、タービン、配管等においてその限界温度を越えて

**[INDUSTRIAL APPLICATION]**

This invention relates to improvement of the temperature rise apparatus of vapour, such as the superheater in a fluidized-bed combustion device, and a reheater.

**[A PRIOR ART and a PROBLEM ADDRESSED]**

In recent years, the system which recovers heat which combusted and generated the comparatively high combustion object of heating values, such as coal, and bark, an oil-impregnation sludge, etc., with the fluidized-bed boiler, in the form of the vapour is beginning to become common.

The fluidized-bed boiler which applied the fluidized-bed-combustion technique which the present inventors has also cultivated conventionally is developed.

It applied as Japanese Patent Application No. 62-9057.

This boiler is the thing which a heat-recovery section is made to be independent of the fluidized bed which burns a combustion object, and enabled it to control fluidized-bed temperature, and the big and rough nonflammable object is included in the combustion object.

Moreover, or the stable running is possible even when the quality of a fuel was unstable and the heating value, a fuel composition, a moisture content, etc. changed.

A turndown big depending on the steamy demand and the control of rapid evaporation are easy. And start and a stop of the running are easy. It is easy to carry out the running. It is the highness of an energy utilization efficiency.

As for the boiler for the steam generation for turbine actuation in the electric power generation etc., in order to raise the turbine efficiency to the generation quantity of heat from the principle on a heat cycle, High-temperature-izing is indispensable as well as high pressurization of the generated steam.

材料のクリープや破壊応力に影響したり、化学的な活性化による腐食摩耗やスケーリングを引き起こし、あるいは金属組織の変化が生じるなど大変危険である。逆に過熱温度が設計値より低過ぎると、タービンの効率の低下はもちろん、タービンにおいて水滴が生成して高速で翼に衝突して翼表面に損傷を起こすことになる。

このため、ボイラへの過熱器又は再熱器の設置においてもボイラの負荷や燃料性状など運転状態の変動に対して安定した蒸気過熱温度を得られるよう輻射伝熱と接触伝熱との組み合わせ等様々の工夫がなされるものの、ごく限られた運転範囲内でしか安定した蒸気過熱温度は得られないといつてもよく、むしろタービン等への供給蒸気温度は過熱器又は再熱器にて過剰に昇温したのち過熱低減器により一定温度まで温度を下げるという方法が採られていた。

又、過熱器や再熱器は必然的に使用蒸気温度以上に高い温度に曝されるため、腐食・摩耗や金属組織の劣化は避け難く、Mo銅や SUS 等の合金鋼等高級材料を使いながらも数年毎に取り替える消耗品とさざるを得ず、高温化から灰の溶着等デポジットが都市ごみ等燃焼物によつては生成し伝熱係数の悪化をもたらす。

そのため、一般の小規模の自家発電等においてはこれらの部分にかかる費用がその補修費の大きな部分を占めていた。また、デポジットを生成し易い燃焼物

If design value is exceeded, this overheating temperature will exceed the threshold temperature in a boiler, a turbine, piping, etc., and will influence the creep and the breaking stress of material.

Moreover, the chemical corrosive wear and the chemical scaling depend activated are caused.

Or it is very dangerous that a change of metal structure arises etc.

Conversely if overheating temperature is too lower than design value, in of course and a turbine, a water droplet will form a reduction of the efficiency of a turbine. Will collide with a blade at high speed and damage will be caused on the blade surface.

For this reason, also in installation of the superheater to a boiler, or a reheater, various devices, such as the combination of a radiant heat transfer and a contact heat transfer, are made so that the stable steam overheating temperature with respect to a fluctuation of running states, such as the load, the fuel characteristic, etc. of a boiler, may be obtained. The steam overheating temperature stabilized by only that it is running within the limits very restricted is not obtained. As for supply steam temperatures, such as a turbine, rather, the procedure of lowering temperature to a constant temperature by the desuperheater, after raising temperature superfluously with a superheater or a reheater was adopted.

Moreover, temperature high more than the usage steam temperature exposes a superheater and a reheater inevitably. Therefore, it is hard to avoid corrosion \* abrasion and degradation of metal structure. While using high-class material, such as Mo copper and the alloyed steel of SUS etc., it can uses only as the article of consumption to be exchanged in every years. Deposits, such as an ashy welding, form by some burning materials, such as a municipal solid waste, from high-temperature-ization, and aggravation of a heat transfer rate is brought.

Therefore, in the general small-scale private electric power generation etc., such expense



を燃料とする場合、過熱器や再熱器はメンテナンスの頻度、作業量、費用等が負担となるため事実上使用できない場合もあった。

更に、一般の流動層ボイラにおいては、均一に燃焼を行ない得るので温度制御が容易で灰の溶融付着を防ぐために排ガス温度は通常 1000°C を越えない運転条件とするのが一般的である。この為、過熱器や再熱器を排ガスの中に設ける方法では、過熱温度が高くなるに従い排ガスと蒸気との温度差が小さくなって伝熱面積が大きなものとなり増大した補修の負担がせつかくの流動層ボイラの特徴をかすんだものとしてしまう。

そこで、流動層内に過熱器や再熱器を設けることにより対応することも試みられているが、流動層内では燃焼が行なわれており、激しい酸化・還元曝され、且つ、珪砂等硬度の高い流動媒体が激しく流動している内部に伝熱面を挿入するわけであるから、伝熱面に高度の耐摩耗処理をしない限り著るしい腐食・摩耗は避け難かつた。

また、蒸気量が減少した部分負荷時においては、過熱器や再熱器を通る蒸気流量が減少するために蒸気の  $Re$  が下がることで蒸気-管壁間の境膜伝熱係数が小さくなり、伝熱管自体の温度が蒸気寄りから流動層寄りとなる高温に曝されてしまう傾向があり、負荷調節を行ない発生蒸気量を変化させるボイラや通過蒸気量の変動する再熱器への適用には問題があつた。このよう

occupied the big part of the repair cost into these parts.

Moreover, when the burning material which tends to form a deposit is used as a fuel, there were a superheater and a reheater, when it could not be used as a matter of fact, since the frequency of a maintenance, a workload, expense, etc. serve as a burden.

Furthermore, in a general fluidized-bed combustion device, it can combust uniformly. A temperature control is easy. The melting adhesion of ashes is prevented. Therefore as for waste-gas temperature, it is common to use as the service condition usually exceeding 1000 degree C.

For this reason, by the procedure of providing a superheater and a reheater to inside at a waste gas, the temperature difference of a waste gas and the steam becomes small as overheating temperature becomes high. A heating surface will be big. The burden of the repair which increased keeps the description of a fluidized-bed combustion device with much trouble as that grew dim.

Then, It also tries to deal with by providing a superheater and a reheater in a fluidized bed.

However, combustion is performed within the fluidized bed.

Intense oxidation \* reduction exposes. And, the bed material with high hardness, such as a siliceous sand, inserts a generating surface in the inside which is flowing vigorously. Unless the high degree antifriction process was carried out to the generating surface, it was hard to avoid remarkable corrosion \* abrasion.

Moreover, the steam rate of flow which passes along a superheater or a reheater at the time of the partial load which the amount of steam reduced reduces. Therefore  $Re$  of steam falls. The film coefficient of heat transfer between steam-tube surfaces becomes small.

There is an inclination that the high temperature which serves as fluidized-bed slippage from steam slippage will expose heat-exchanger-tube itself temperature.

There was a problem in application to the reheater with which the boiler from which load



に流動層内に蒸気昇温装置伝熱面を設けることは確立された技術とは言い難かった。

**【発明の目的】**

本発明は、流動層炉において、燃焼物を燃焼する流動層とは別に流動媒体から熱回収を行う熱回収室を炉内に設け、該熱回収室に流動媒体を循環させるようにした、燃焼物に対する許容度が高く、更にターンダウン比を極めて広く取り得る層内循環式熱回収装置、すなわち、流動層の燃焼部分とそれとは仕切られた熱回収部分との間を流動媒体が循環する熱回収装置における、熱回収室の一部を用いた蒸気温度が安定でかつ伝熱面補修負担の小さな蒸気昇温装置を提供することを目的とする。

**【発明の構成】**

本発明は、炉底部より上方に向けて流動化ガスを噴出させる空気分散板を1組又は2組以上備えると共に、該空気分散板端部上方に、該流動化ガスの上向流路をさえぎり、且つ、該流動化ガスを、上向き流路をさえぎられていないガス噴出部上方に向けて、反射転向せしめる反射仕切を設けることにより、上向流路をさえぎられていない噴出部上部に流動媒体が固定層ないし流動層状態で沈降する移動層を形成すると共に、上向流路をさえぎられた噴出部近傍上部においては流動媒体が活性に流動化

regulation is performed and the amount of generated steam is changed, and the amount of passage steam are fluctuated.

Thus it was hard to call established technique to provide a steam temperature rise apparatus generating surface in a fluidized bed.

**[The objective of invention]**

This invention provides the heat recovery chamber which performs heat recovery from a bed material apart from the fluidized bed which combusts a burning material, in the furnace in a fluidized-bed reactor.

It was made to make this heat recovery chamber circulate a bed material. The tolerance opposing to a burning material is high. Furthermore an extremely large turndown ratio can be taken. In the circulation type heat recovery equipment in a layer, that is, in the heat recovery equipment where a bed material circulates between the combustion part of a fluidized bed and the heat-recovery parts which was partitioned from it, it aims at providing the steam temperature rise apparatus with a small generating-surface repair burden with the stable steam temperature using a part of heat recovery chamber.

**[The component of invention]**

This invention is equipped with the air distributor which makes fluidization gas blow off from a furnace-bottom part toward the upper part (1 set or 2 sets or more). Also the upward flow path of this air-distributor end-section upward and this fluidization gas is interrupted.

And, this fluidization gas is turned to the blow-of-gas part upper part not interrupted in the upward flow path.

By providing the reflective partition which carries out a reflective turn, a bed material forms the moving bed which precipitates in the state of the fluidized bed or a fixed bed on the jet part upper part not interrupted in the upward flow path. In the interrupted upper part near the jet part, a bed material fluidizes a upward flow path activated.

And the rotation type fluidized bed is formed by

し、且つ前記反射仕切の作用によりこの部分の流動媒体を前記移動層上部に向つて旋回せしめることにより旋回型流動層を形成し、且つ、該反射仕切背部と炉壁又は反射仕切背部と反射仕切背部の間に熱回収室を形成せしめ、運転中流動媒体の一部が前記反射仕切の上部を越えて熱回収室に入り込むように構成し、該熱回収室下部で且つ反射仕切の背面側に熱回収室内の流動媒体を固定層から移動層ないし弱い流動層状態の範囲で変化させるための通気用ガス散気装置を設けると共に、熱回収室の下部に該炉底の上方に通ずる開口を設けると共に熱回収室内に受熱流体を通ずる伝熱管を配備し、該熱回収室は複数の互いに独立して変化させ得る通気用ガス散気装置により区分けされた旋回流型流動層ボイラにおいて、区分けされた該熱回収室の一部において少くとも一部の伝熱管中に受熱流体として蒸気を通し、該蒸気の該熱回収室の後流側温度により当該散気装置に供給するガス量を調節し、それ以外の散気装置に供給されるガス量は、流動層温度により制御するようにしたことを特徴とする旋回流型層ボイラの蒸気昇温装置である。

以下、本発明を詳しく説明するが、先づ、本発明の改善の対象となつている炉内に熱回収室を設けた旋回流型流動層ボイラについて詳しく説明する。

本発明者らは、以前、流動媒体として径 1mm 程度の粒状固体を用いる旋回流型流動床式焼却

making it rotate in the bed material of this part toward the above-mentioned moving-bed upper part by effect of an above-mentioned reflective partition.

And, a heat recovery chamber is made to form between this reflective partition back part, a furnace wall or a reflective partition back part, and a reflective partition back part.

It composes so that a part of bed material in the running may exceed the upper part of an above-mentioned reflective partition and it may enter into a heat recovery chamber. The gas diffuser for air passages for being this heat-recovery-chamber lower part, and changing the bed material in a heat recovery chamber in the range from a fixed bed to the weak fluidized-bed state or a moving bed to the back side of a reflective partition is provided. While providing the opening which passes to the upper part of this furnace bottom to the lower part of a heat recovery chamber, the heat exchanger tube which passes the incoming-radiation fluid in a heat recovery chamber is arranged.

This heat recovery chamber was classified with the gas diffuser for air passages which some may change independently. In a rotational-flow type fluidized-bed combustion device, steam is passed through as incoming-radiation fluid in a partial heat exchanger tube at least in a part of this classified heat recovery chamber. Capacity supplied to a diffuser with the back-wash side temperature of this heat recovery chamber of this steam is adjusted. It was made to control capacity supplied to the diffuser of other than that by fluidized-bed temperature.

It is the vapour temperature rise device of the rotation flow type layer boiler characterized by the above-mentioned.

Hereafter, this invention is demonstrated in detail.

However, the rotational-flow type fluidized-bed combustion device whose improvement of this invention is objective and which provided the heat recovery chamber in the furnace is demonstrated in detail first.

The present inventors was performing various

炉において、流動媒体から熱を回収する方法について種々研究を行っていたところ、従来炉壁の一部を構成していた反対壁の代りに反射仕切を炉内に独立して設け、且つ、該反射仕切背面と炉壁の熱回収室とし、該熱回収室内に流動層からの加熱媒体による移動層を形成させ、該熱回収室内に受熱流体を加熱するための伝熱面を配置することにより、伝熱面の摩耗を起すことなく、且つ効率良く流動媒体から熱を回収し、また熱回数量をコントロールしうることを見いだした。

また、従来の焼却炉においては燃焼物の量が増加した場合、或いは燃焼物の熱量が大となった場合、流動媒体の温度上昇に伴う流動媒体の焼結や溶融によるトラブルを防ぐため流動媒体に水を注入して流動媒体を冷却していたが、前述の如く炉内に熱回収室を設けることにより流動媒体から効率良く熱を回収することができるようになったため、即ち熱を回収することにより流動媒体を冷却することができるようになったため、例えば石炭ボイラの燃焼部として利用することも可能となった。

更に、熱回収部を燃焼部と区分し、かつ、燃焼部は巡回流動床であるため、不燃物を含んだ燃焼物の専焼及び石炭等との混焼もできるようになった。即ち、あらゆる燃焼物を燃料として用いることができるようになった。

以下、図面に基いて炉内に熱回収室を設けた巡回流型流動層ボ

research about the procedure of recovering a heat from a bed material in the rotational-flow type fluidized-bed-type incinerator using the granular solid state of about 1 mm of diameters as a bed material before. A reflective partition is provided independently in the furnace instead of the opposite wall which composed a part of furnace wall conventionally.

And, it considers as the heat recovery chamber of this reflective partition back and a furnace wall.

The moving bed by the heating medium from a fluidized bed is made to form in this heat recovery chamber.

The generating surface for heating the incoming-radiation fluid in this heat recovery chamber is arranged. It found out that a heat was efficiently recovered from a bed material, and the amount of frequencies of a heat could be controlled, without causing abrasion of a generating surface thereby.

Moreover, in the conventional incinerator, when the quantity of a burning material increases, or when the quantity of heat of a burning material becomes size, in order to prevent the trouble by the sintering and the melting of a bed material accompanied by the temperature rise of a bed material, water was injected into the bed material and the bed material was cooled.

However, a heat can be efficiently recovered now from a bed material by providing a heat recovery chamber in the furnace as mentioned above. For the reason, a bed material can be cooled now by recovering a heat. Therefore, it also became possible to utilize, for example, as a combustion part of a coal boiler.

Furthermore, a heat-recovery part is divided with a combustion part, and a combustion part is the rotation fluidized bed. Therefore, the mixed combustion with the mono-fuel combustion of the burning material, coal, etc. containing the nonflammable also came be completed.

Namely, all burning materials can be used now as a fuel.

Hereafter, the rotational-flow type fluidized-



イラについて説明する。

第5図は、炉内に熱回収室を設けた流動層ボイラの一実施例を示すものであつて、特開昭 57-124608 号公報記載の流動層炉に熱回収室を設けたものである。

第5図において、炉 51 内底部にはブロワ 57 により流動用ガス導入管 53 から導入される流動化ガスの分散板 52 が備えられ、この分散板 52 は両側縁部が中央部より低く、炉 51 の中心線に対してほぼ対称的な山形断面状（屋根状）に形成されている。そして、ブロワ 57 から送られる流動用ガスは、空気室 54、55、56 を経て分散板 52 から上方に噴出せしめるようになっており、両側縁部の空気室 54、56 から噴出する流動化ガスの質量速度は、炉 51 内の流動媒体の流動層を形成するのに十分な速度とするが、中央部の空気室 55 から噴出する流動化ガスの質量速度は前者よりも小さく選ばれている。

両側縁部の空気室 54、56 の上部には、流動化ガスの上向き流路をさえぎり、空気室 54、56 から噴出される流動化ガスを炉 51 内中央に向けて反射転向させる反射壁として、上部を内側に折りまげた板状の反射仕切 58 が設けられ、この反射仕切 58 と噴出する流動化ガスの質量速度の差により図面中矢印で示す方向の旋回流が生ずる。一方この反射仕切 58 の背面と炉壁間に熱回収室 59 が形成され、運転中に流動媒体の一部が反射仕切 58 の上部を越えて熱回収

bed combustion device which provided the heat recovery chamber in the furnace based on a drawing is demonstrated.

Figure 5 shows one Example of the fluidized-bed combustion device which provided the heat recovery chamber in the furnace.

A heat recovery chamber is provided to a fluidized-bed reactor given in the unexamined-Japanese-patent-No. 57-124608 gazette.

In Figure 5, the bottom part in a reactor 51 is equipped with the distributor 52 of fluidization gas introduced by the blower 57 from the gas introduction pipe for a flow 53.

As for this distributor 52, A double-sided edge is lower than a center section. It forms in the shape of almost symmetrical an angle section (the shape of a roof) with respect to the centerline of a reactor 51.

And, gas for a flow sent from a blower 57 blows off from a distributor 52 to the upper part through air chambers 54, 55, and 56.

Let the mass velocity of fluidization gas ejected from the air chambers 54 and 56 of a double-sided edge be sufficient velocity to form the fluidized bed of the bed material in a reactor 51.

However, the mass velocity of fluidization gas ejected from the air chamber 55 of a center section is chosen smaller than the former.

In the upper part of the air chambers 54 and 56 of a double-sided edge, the plate-shaped reflective partition 58 which bent the upper part inside is provided as a reflective wall which interrupts the upward flow path of fluidization gas, and carries out the reflective turn of fluidization gas blowing off from air chambers 54 and 56 toward reactor 51 inside centre. The rotational flow of the direction shown by the arrow head in the drawing according to the difference of the mass velocity of fluidization gas ejected with this reflective partition 58 is generated.

On the other hand, a heat recovery chamber 59 is formed between the back of this reflective partition 58, and a furnace wall.

It composes so that a part of bed material may exceed the upper part of the reflective



室 59 に入り込むように構成されている。この傾けられた反射仕切により、反射仕切上端近傍にて最も激しく流動化ガスが噴出する形となり、従つてそれに伴つて流動層から吹きあげられた流動媒体は容易に反射仕切上端を越えて熱回収室側に入り込むことができる。

また、熱回収室 59 の下部の炉底よりも高いレベルには、ブロワ 60 から導入管 61 を経てガスを導入する散気装置 62 が設けられ、熱回収室 59 の散気装置 62 を設置した近傍には開口部 63 が設けられ、熱回収室 59 に入り込んだ流動媒体は、運転状態によつて固定層のまま保持され、あるいは連続的又は断続的に移動層ないし弱い流動層を形成しつつ沈降し、散気装置の間をすり抜けてその下方より燃焼部へ循環する。

この沈降量は、熱回収室への散気風量、燃焼部の流動化ガス風量によつてある程度制御される。すなわち、流動媒体が熱回収室 59 に入り込む量  $G_1$  は、第 8 図に示すように燃焼部を流動させるために分散板 52 から噴出する流動化ガス、特に端部の空気室 54、56 から噴出する流動化ガスの量を増やすと、増加する。また、第 9 図に示すように熱回収室吹込風量を 0 ～ 1Gmf 未満の移動層の範囲で変化させると、熱回収室内を沈降する流動媒体量は、ほぼ比例して変化し、熱回収室風量が 1Gmf 以上の流動層の場合にほぼ一定となる。この一定となる流動媒体量は熱回収室に入り込

partition 58 and it may enter into the running at a heat recovery chamber 59.

By this leaned reflective partition, it becomes the form which fluidization gas ejects most vigorously near the reflective partition upper end.

Therefore the bed material which blows and was raised from the fluidized bed in connection with it can exceed a reflective partition upper end easily, and can enter into a heat-recovery-chamber side.

Moreover, the diffuser 62 which introduces gas through the introductory pipe 61 from a blower 60 is provided to a level higher than the furnace bottom of the lower part of a heat recovery chamber 59.

A opening 63 is provided to the vicinity which installed the diffuser 62 of a heat recovery chamber 59. The bed material which entered into the heat recovery chamber 59 is maintained according to a running state with a fixed bed.

Or it precipitates, forming the weak fluidized bed - a moving bed continuously or intermittently. Between diffusers is passed through and it circulates from the lower part to a combustion part.

This amount of sedimentation is controlled by the aeration air quantity to a heat recovery chamber, and the fluidization gas air quantity of a combustion part to some extent.

That is, quantity  $G_1$  to which a bed material enters into a heat recovery chamber 59 is increased, when the quantity of fluidization gas ejected from a distributor 52, especially fluidization gas ejected from the air chambers 54 and 56 of an end section is increased in order to make a combustion part flow as shown in Figure 8.

Moreover, if a heat-recovery-chamber blowing-in air quantity is changed in the range of the moving bed below 0-1Gmf as shown in Figure 9, the amount of bed materials which precipitates the inside of a heat recovery chamber will change proportionally almost.

It becomes almost fixed when a heat-recovery-chamber air quantity is the fluidized

む流動媒体量  $G_1$  にほぼ等しい。なお、熱回収室内を沈降する流動媒体量は  $G_1$  に応じた量となる。この両風量を調節することにより熱回収室 59 内を沈降する流動媒体の沈降量は制御される。熱回収室において流動ないし高速流動や噴流により上方に吹き飛ばすことなしに流動媒体加熱抑制や熱回収に有効な  $G_1$  を確保するためには、極力流動層燃焼部より噴出するガス流が最大となる近傍において、落下する流動媒体を熱回収室に入れてやる事が必要であり、このためには燃焼部側にせり出された反射仕切は燃焼部の上昇するガス流加速機能とせり出して流動媒体を受ける機能を兼ねた最適形状を持っている。

熱回収室 59 内には第 6 図に示すように配管 64 で廃熱ボイラ 67 に連通された内部に受熱流体を通じた伝熱管 65 が配置され、熱回収室を下方に移動する流動媒体と熱交換を行なうことにより流動媒体から熱を回収するようになっている。本発明の熱回収部での伝熱係数は熱回収室散気風量を 0～2Gmf まで変化させると第 29 図に示す 1 例のように大きくなだらかに変化する。なお、第 29 図は第 21 図に示す原理の散気装置で、流動媒体は平均粒径 1.2mm、温度 850℃前後における値である。熱回収量を制御するためには、前述のように、流動媒体循環量を制御すると同時に伝熱係数を制御する。すなわち、燃焼室の流動化ガス量を一定とすれば、熱回収室の散気風量を増加させ

bed which is 1 or more Gmves.

This amount of bed materials that becomes fixed is almost equal to the amount  $G_1$  of bed materials which enters into a heat recovery chamber.

In addition, the amount of bed materials which precipitates the inside of a heat recovery chamber turns into quantity depending on  $G_1$ .

The amount of sedimentation of the bed material which precipitates the inside of a heat recovery chamber 59 is controlled by adjusting this both air quantity.

In order to secure effective  $G_1$  in bed-material heating suppression or heat recovery, without blowing away up according to the high-speed flow and the jet stream - a flow in a heat recovery chamber, it is required to put the falling bed material into a heat recovery chamber in the vicinity where the gas flow to eject serves as the maximum from a fluidized-bed-combustion part as much as possible.

For this, the reflective partition protruded at the combustion part side has the optimum shape which served as the gas-flow acceleration function that a combustion part raises, and the function of protruding and receiving a bed material.

In a heat recovery chamber 59, the heat exchanger tube 65 which was connected by the waste heat boiler 67 for piping 64 as shown in Figure 6 and which passed the incoming-radiation fluid in the inside is arranged.

It exchanges heat with the bed material which carries out the downward movement of the heat recovery chamber. A heat is recovered from a bed material.

The heat transfer rate in the heat-recovery part of this invention will change gently-sloping greatly like 1 example shown in Figure 29 if a heat-recovery-chamber aeration air quantity is changed to 0-2Gmf.

In addition, Figure 29 is the diffuser of a principle shown in Figure 21. A bed material is 1.2 mm of mean diameters. It is the value before and behind the temperature of 850 degree C.

In order to control the amount of heat



ると、流動媒体循環量が増加すると同時に伝熱係数が増加し、相乗効果として熱回収量は大幅に増加する。この関係を示したのが第4図である。このことは、流動層中の流動媒体の温度の面から考えれば、流動媒体の温度が所定の温度以上に上昇するのを防ぐ効果にあたる。

熱回収室 59 にガスを導入する手段としては種々の装置が考えられるが、一般的には第10図に示すように散気装置を水平に設置する方法が採られる。第10図においては説明を簡略とし、部分流動化を明示するために燃焼部との流動媒体の循環を無視して移動層の現象を省いている。この場合、ガスを導入するための開口を全炉床面に対し均一に設けると、散気装置へのガス供給量に関係なく単位面積当りの供給ガス量は炉床全面にわたって均一となる。そして散気装置へのガス供給量を徐々に増やしてゆくと、最低流動化速度  $G_{mf}$  と呼ばれる或る供給ガス量を境にして熱回収室内の流動媒体が固定層から流動層へと変化する。

このような場合における熱回収室での伝熱量について考えると、本発明に係る熱回収室においては、伝熱面と流動媒体の間の伝熱係数は供給されるガスの流動化質量速度  $1G_{mf}$  を越えた近傍で急激に変化するため、この流動化質量速度を境にして流動媒体と接した面における伝熱係数が著るしく変化し、従って熱回収室における全伝熱量も急激に変化することとなる。

recovery, a heat transfer rate is controlled as mentioned above at the same time it controls a bed-material circulating load.

That is, a heat transfer rate increases at the same time a bed-material circulating load will increase fluidization capacity of a combustion chamber, if fixed, then the aeration air quantity of a heat recovery chamber are made to increase. The amount of heat recovery is sharply increased as a synergistic effect.

Figure 4 showed this relationship.

This will hit the effect that the temperature of a bed material prevents raising more than predetermined temperature, if it considers from the surface of the temperature of the bed material in a fluidized bed.

An apparatus various as means to introduce gas into a heat recovery chamber 59 can be considered.

However, the method of installing a diffuser horizontally, as generally shown in Figure 10 is taken.

In Figure 10, description is made simple.

Since partial fluidization is specified, a circulation of the bed material with a combustion part is disregarded, and the phenomenon of a moving bed is excluded.

In this case, if the opening for introducing gas is uniformly provided to all hearth surfaces, regardless of the gas amount of supply to a diffuser, the supply capacity per unit area will become uniform over a hearth whole surface.

And if the gas amount of supply to a diffuser is increased gradually, a certain supply capacity called minimum fluidization velocity  $G_{mf}$  will be made into a boundary, and the bed material in a heat recovery chamber will change from a fixed bed to a fluidized bed.

If the amount of heat transfers in the heat recovery chamber in such a case is considered, in the heat recovery chamber based on this invention, the heat transfer rate between a generating surface and a bed material changes abruptly in the vicinity exceeding fluidization mass-velocity  $1G_{mf}$  of gas supplied. Therefore, the heat transfer rate in the surface which touched the bed material changes remarkably

このような状況の下で散気装置へのガス供給量によつて伝熱量の制御を行なう場合、実質的には流動化質量速度が 1Gmf 近傍より大で伝熱量が大きい状態、流動化質量速度が 1Gmf より小で伝熱量が小さい状態、及び散気装置へのガス供給を止めて伝熱量が極端に小さい状態の何れかの状態を選択する段階的な制御となつてしまう。

これに対し、散気装置を第 17 図に示すように傾斜させて設置したり、散気装置の熱回収室 59 へのガス噴出口の開口径を場所により変化させることにより、或いは開口径は同一であつてもその密度を変化させることにより通ガス圧損に変化を与えたりすると、熱回収室中へ導入されるガスの量は場所により異なる状態となるばかりでなく、散気装置に供給されるガス量の大小によりこの状態は助長されることになる。例えば散気装置に供給するガス量を徐々に増やして行くと、相対的に通ガス圧損の小さいガス噴出口（開口）から流動媒体層へ供給されるガス量の増加率は相対的に大となり、逆に相対的に通ガス圧損の大きいガス噴出口（開口）から流動媒体層へ供給されるガス量の増加率は相対的に小となる。

このため、相対的に通ガス圧損が小さいガス導入口上部の流動媒体層のみ流動層となり、それ以外の部分は固定層のままの状態、逆にいえば相対的に通ガス圧損が大きいガス導入口近傍の流動媒体層のみが固定層であり、それ以外の部分が流動層と

making this fluidization mass velocity into a boundary. Therefore the total amount of heat transfers in a heat recovery chamber will also change abruptly.

When the amount of heat transfers is controlled by the gas amount of supply to a diffuser under such a situation, it will become a gradual control which chooses substantially any one of the state where fluidization mass velocity is higher than near the 1Gmf and the amount of heat transfers is large, the state where fluidization mass velocity is smaller than 1Gmf and the amount of heat transfers is small, and the state where stop the gas supply to a diffuser and the amount of heat transfers is extremely small.

On the other hand, as shown in Figure 17, the diffuser is made to incline and it is installed.

Moreover, the diameter of an opening of the blow-of-gas opening to the heat recovery chamber 59 of a diffuser is changed by the place. Or if even when the diameter of an opening is the same, a change is given to a passing gas-pressure loss by changing the density, the quantity of gas introduced into a heat recovery chamber will be in the state where it changes with places. This state will be encouraged by the amount of the capacity supplied to a diffuser.

For example, if the capacity supplied to a diffuser is increased gradually and it goes, the rate of an increase of the capacity supplied to a bed-material layer will serve as size from the small blow-of-gas opening(opening) of a copy gas-pressure loss in terms of relativity relatively.

Conversely the rate of an increase of the capacity supplied to a bed-material layer serves as smallness from the large blow-of-gas opening (opening) of a copy gas-pressure loss in terms of relativity relatively.

For this reason, only the bed-material layer of the gas-introduction-port upper part with the small copy gas-pressure loss in terms of relativity turns into a fluidized bed.

The part of other than that is in the state with a fixed bed. Conversely if it says, only the bed-material layer near the gas introduction port



なる状態が生ずる。

すなわち、散気装置へ供給するガス量の増加に伴ない、熱回収室中の流動媒体層が、導入ガスの流動化質量速度 1Gmf 未満の場合における固定層の状態から、一部が流動化質量速度 1Gmf 以上で形成される流動層の状態、他の固定層の状態となり、これら両者の占める炉床面積の割合は次第に流動層状態の部分が多くなり、遂に流動媒体層全体が流動層状態へと移行する。

この結果、熱回収室中における伝熱量についてみれば、散気装置へ供給するガス量の増加に伴ない、当初熱回収室中に吹きこまれる流動化質量速度 1Gmf 未満の伝熱量が小さい状態から、一部が流動化質量速度 1Gmf 以上の伝熱量が大きい状態で、他が 1Gmf 未満の伝熱量が小さい状態のままとなり、両状態にある伝熱面の面積割合は次第に伝熱量の大きい部分が增大し、遂には全体が流動化質量速度 1Gmf 以上の伝熱量の大きい状態へと移行する。熱回収室内における全体の伝熱量はこれら各部の伝熱量の和であるため、散気装置へのガス供給量の増減に基づく伝熱量の増減はなだらかな増減を示すこととなり、伝熱量の連続的な制御が容易にできることとなる。

このような散気装置の例を第 19 図、第 20 図及び第 21 図に示す。

第 19 図は、水平に設置した散気管に開口径の異なるガス噴出口を複数個設けた例であり、噴

where the copy gas-pressure loss in terms of relativity is large is a fixed bed.

The state where the part of other than that serves as a fluidized bed arises.

That is, as the increase in the capacity supplied to a diffuser, part of the bed-material layer in a heat recovery chamber will be in the state of the fluidized bed formed with 1 or more Gmves of fluidization mass velocity, and the state of the other fixed bed from the state of the fixed bed in the case of less than 1 Gmf of the fluidization mass velocity of introductory gas.

As for the proportion of the hearth area which both of these occupy, the fluidized-bed state part increases gradually.

The entire bed-material layer transfers to fluidized-bed condition at last.

As this result, about the amount of heat transfers in a heat recovery chamber, as the increase in the capacity supplied to a diffuser, part becomes in the state where the amount of heat transfers of 1 or more Gmves of fluidization mass velocity is large from the state where the amount of heat transfers of less than 1 Gmf of the fluidization mass velocity blown into a heat recovery chamber at the beginning is small. Others become being in the state where the amount of heat transfers of less than 1 Gmf is small with as.

As for the area proportion of the generating surface in a both state, the part with the large amount of heat transfers increases gradually. Everything transfers at last to the state where the amount of heat transfers which is 1 or more Gmves of fluidization mass velocity is large.

The entire amount of heat transfers in a heat recovery chamber is the sum of the amount of heat transfers of these each part. Therefore, the increase and decrease of the amount of heat transfers based on increase and decrease of the gas amount of supply to a diffuser will show gently-sloping increase and decrease.

A continuous control of the amount of heat transfers can be performed easily.

The example of such a diffuser is shown in Figure 19, 20, and 21.

Figure 19 is the example which provided two

出口をガスが通過する時の抵抗が異なるため、各噴出口の通ガス量が異なる。すなわち、噴出口の開口径の大きさが、第 19 図に示すように  $A > B > C$  であるとする、通ガス量は  $A > B > C$  となる。

第 20 図は、開口径が同一の噴出口を有する散気管を傾斜させて設置した例であつて、流動媒体層に吹き出すための吐出圧力は流動媒体層の深さに比例するため、各噴出口から噴出される通ガス量は異なる。すなわち、流動媒体層の深さの深い順に噴出口を A、B、C とすると、通ガス量は  $A < B < C$  の順となる。

第 21 図は開口径の異なる噴出口を備えた散気管を傾斜して設置した例であり、流動媒体層の深さの深い部分に位置する噴気口径を大とし、流動媒体層の深さの浅い部分に位置する噴出口の開口径を小として流動媒体層の深さによる通ガス圧損の差を開口径により修正したものである。

すなわち、開口径の大きさを  $A > B > C$  とすることにより任意の設計点における各開口の通ガス量を  $A = B = C$  とすることができ、この場合、該設計点以下で通ガス量は  $A < B < C$  と、設計点以上では通ガス量を  $A > B > C$  とすることができる。

これらの散気装置を用いて散気装置に供給するガス量を変化させた時の各噴出口から流動媒体層中に吹き出されるガス量の 1 例を第 22 図、第 23 図及び第 24 図に示す。

or more blow-off-gas openings with which the diameter of an opening differs to the diffusion tube installed horizontally.

Since a resistance in case gas passes a jet nozzle differs, the passing gas quantity of each jet nozzle differs.

That is, as shown in Figure 19, supposing the magnitude of the diameter of an opening of a jet nozzle is  $A > B > C$ , passing gas quantity will serve as  $A > B > C$ .

Figure 20 is the example installed by the diameter of an opening carrying out inclined of the diffusion tube which has an identical jet nozzle.

Since the discharge pressure for blowing off in a bed-material layer is proportional to the depth of a bed-material layer, the passing gas quantity which blows off from each jet nozzle differs.

That is, if a jet nozzle is set to A, B, and C at the order with the deep depth of a bed-material layer, passing gas quantity will serve as the order of  $A < B < C$ .

Figure 21 is the example which carried out inclined of the diffusion tube equipped with the jet nozzle from which the diameter of an opening differs, and installed it.

Let the diameter of a nozzle which exists into the part with the deep depth of a bed-material layer be size.

Let the diameter of an opening of the jet nozzle which exists into the part with the shallow depth of a bed-material layer be smallness. The difference of the passing gas-pressure loss by the depth of a bed-material layer is corrected by the diameter of an opening.

That is, passing gas quantity of each opening in arbitrary design points can be set to  $A = B = C$  by setting magnitude of the diameter of an opening to  $A > B > C$ .

In this case, passing gas quantity can set passing gas quantity to  $A > B > C$  with  $A < B < C$  below by this design point above a design point.

1 example of the gas quantity which blows off from each jet nozzle when changing gas quantity supplied to a diffuser using these

第22図は第19図に示す如き散気装置を用いた場合の図、第23図は第20図に示す如き散気装置を用いた場合の図、第24図は第21図に示す如き散気装置を用いた場合の図である。

第22図、第23図及び第24図においては、横軸に噴出口Bから吹き出されるガスの質量速度を、縦軸に各噴出口から吹き出されるガスの質量速度を示す。

これらの図から、噴出口Bから吹き出るガスの質量速度が1Gmf未満であつても他の噴出口から吹き出されるガスの質量速度が1Gmf以上となる場合、あるいは噴出口Bから吹き出されるガスの質量速度が1Gmf以上となつていても他の噴出口から吹き出されるガスの質量速度が1Gmf未満となる場合があることが明らかである。

第25図、第26図及び第27図は、夫々第22図、第23図及び第24図に示した各噴出口から吹き出されるガスの質量速度の関係を、横軸に噴出口を、縦軸に各噴出口から吹き出されるガスの質量速度を示したものである。

第25図は第19図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図、第26図は第20図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図、第27図は第21図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図である。

これらの図においては、散気装置への同一供給ガス量下の各プロットを折れ線で結んでいる。この様に各噴出口によつて互いに異なるガス質量速度となる場

diffusers in a bed-material layer is shown in Figure 22, 23, and 24.

Figure 22 is a figure at the time of using the diffuser which is shown in Figure 19. Figure 23 is a figure at the time of using the diffuser which is shown in Figure 20. Figure 24 is a figure at the time of using the diffuser which is shown in Figure 21.

In Figure 22, 23, and 24, the mass velocity of gas which blows off the mass velocity of gas which blows off from jet-nozzle B on a horizontal axis from each jet nozzle on a vertical axis is shown.

From these figures, it is clear that there is the case where the mass velocity of gas which blows off from the other jet nozzle even when the mass velocity of gas which blows and comes out of jet-nozzle B is less than 1 Gmf is set to 1 or more Gmves, or the case where the mass velocity of gas which blows off from the other jet nozzle is set to less than 1 Gmf even when the mass velocity of gas which blows off from jet-nozzle B is 1 or more Gmves.

Figure 25, 26, and 27 showed the relationship of the mass velocity of gas which blows off from each jet nozzle shown in Figure 22, 23, and 24, respectively, the mass velocity of gas which blows off a jet nozzle from each jet nozzle at a vertical axis is shown in a horizontal axis.

Figure 25 is a figure which corresponds when providing the diffuser which is shown in Figure 19. Figure 26 is a figure which corresponds when providing the diffuser which is shown in Figure 20. Figure 27 is a figure which corresponds when providing the diffuser which is shown in Figure 21.

In these figures, each plotting under the same supply gas quantity to a diffuser is connected with the kinked line.

Thus when becoming the gas mass velocity which changes mutually with each jet nozzles, the total amount of heat transfers serves as the sum of the product of a heat transfer rate depending on the heating surface and each fluidization mass velocity in the area corresponding to each of these jet nozzles.



合、総伝熱量は、それら各噴出口に対応する領域での伝熱面積と各流動化質量速度に応じた伝熱係数の積の和となる。例えば、第 25 図乃至第 27 図において流動化質量速度が 1Gmf となる散気装置への供給ガス量は噴出口により互いに異なり従つて総伝熱量では急激な伝熱係数の変化に応じた変化は起こらない。各噴出口に対応する領域の伝熱面は散気装置への供給ガスを増加する場合においては漸次 1Gmf 強における高い伝熱量へと変化することになり、また供給ガスを減少する場合には逆の現象がおこる。従つて、第 19 図乃至第 21 図に示す 3 つの例のいずれの方法を用いた場合にも前述のように散気装置へ供給するガス量の増減に対する伝熱量の増減の特性をなだらかにすることができる。第 21 図に示した例では、例えば第 24 図に示すように質量速度 2Gmf で各ノズルから吹出されるガス量が均一となるように設計できる。このようにすることにより、第 4 図に示すような質量速度 2Gmf 以上の領域、即ち伝熱量に関してはかえつてマイナスとなり、かつ伝熱面の摩耗速度が質量速度に応じて急激に大きくなる部分の生じる運転点が生じないように設計することができる。すなわち、噴出口 B を例えば 2Gmf とすると 22 図の噴出口 A 及び第 23 図の噴出口 C は 2Gmf 以上となるが、第 24 図に示す例においては噴出口 B を 2Gmf とすれば他の全てのノズルも

For example, in Figure 25 or 27, the supply gas quantity to the diffuser with which the fluidization mass velocity serves as 1Gmf changes mutually with jet nozzles. Therefore in the total amount of heat transfers, a change does not happen depending on the change of a rapid heat transfer rate.

When the generating surface of an area corresponding to each jet nozzle increases supply gas quantity to a diffuser, it will change to the high amount of heat transfers in a little more than 1Gmf gradually.

Moreover in reducing supply gas quantity, a reverse phenomenon starts.

Therefore, when any method of the three example shown in Figure 19 or 21 is used, the property of increase and decrease of the amount of heat transfers to increase and decrease of the gas quantity supplied to a diffuser as mentioned above can be made gently-sloping.

In the example shown in Figure 21, it can design so that the gas quantity which blows off from each nozzle by mass-velocity 2Gmf as shown, for example, in Figure 24 may become uniform.

By doing in this way, it is subtracted on the contrary about the area of heat transfers, i.e., amount, of 2 or more Gmves of the mass velocity which is shown in Figure 4.

And it can design so that the operating point which the part which the wear rate of a generating surface becomes large abruptly depending on the mass velocity produces may not arise.

That is, if jet-nozzle B is set to 2Gmves, for example, jet-nozzle A of Figure 22 and jet-nozzle C of Figure 23 will be set to 2 or more Gmves.

However, in the example shown in Figure 24, 2Gmves, then all the other nozzles also serve as 2Gmves and uniform passing gas quantity in jet-nozzle B.

That is, the highest amount of heat recovery with the small wear rate of all the generating surfaces of a heat recovery chamber can be obtained.



2Gmf と均一な通ガス量となる。すなわち、熱回収室の全ての伝熱面の摩耗速度が小さくて最高の熱回収量を得ることができることとなる。

なお、この通ガス量の合致点は、噴出口の口径、噴出口密度並びに熱回収室の砂の表面からノズルまでの深さ等により容易に設計できるものである。

この理由から、第 21 図に示すように散気装置を斜めに設置すると共に、深い位置の噴出口ほど開口径乃至は噴出口密度を大とするのが好ましい。

このような散気装置を用いた場合の供給ガス質量速度と伝熱量との関係を、散気装置を水平に設け、かつ噴出口の開口を均一になるように設けた場合との比較において第 28 図に示す。

なお、第 28 図において曲線 y は均一な噴出口を有する散気装置を水平に設けた場合を、曲線 x は第 21 図に示す如き散気装置を設けた場合を示す。

第 28 図に示す曲線より、散気装置を斜めに設け、かつガス導入部に近いもの程ノズルの開口径を大とすることにより、供給ガス量の増減による伝達量の増減の特性がなだらかになり（曲線 x）、従つて供給ガス量を調整することにより伝熱量を容易にかつ連続的に制御できることが明らかである。

このような流動を不均一化する効果に加え、本発明の如くガスの吹き込みにより、燃焼部から流入してくる流動媒体  $G_1$  の作用でズリ落ちる形で下降する移動層にあつては、平均散気ガス

In addition, the aperture diameter of a jet nozzle, a jet-nozzle density, the depth from the surface of sand of a heat recovery chamber to a nozzle, etc. can design easily the coinciding point of this passing gas quantity.

As shown in Figure 21, while installing a diffuser aslant from this reason, it is desirable that the jet nozzle of a deep position makes size the diameter of an opening or a jet-nozzle density.

A diffuser is provided horizontally the relationship of the supply gas mass velocity at the time of using such a diffuser, and the amount of heat transfers.

And the opening of a jet nozzle is shown in Figure 28 in the comparison with the case where it provides so that it may become uniform.

In addition, when curvilinear y provides horizontally the diffuser which has a uniform jet nozzle, in Figure 28, curvilinear x shows the case where the diffuser which is shown in Figure 21 is provided.

From the curve shown in Figure 28, a diffuser is provided aslant.

And the thing near a gas introduction part makes the diameter of an opening of a nozzle size. The property of increase and decrease of the amount of transmittance by increase and decrease of supply gas quantity becomes gently-sloping (curvilinear x). Therefore it is clear that the amount of heat transfers is controllable easily and continuously by adjusting supply gas quantity.

In the moving bed which slips down and descends in an effect of the bed material  $G_1$  flowed in from a combustion part by the blow-in of gas like this invention in addition to the effect which non-equalises such a flow, it will be still gently-sloping by the effect peculiar to a moving bed below in mean aeration gas-quantity 1.5Gmf order.

That is, the heat transfer rate in 1 or less Gmf is greatly increased in proportion to aeration gas quantity with the several times with respect to a fixed bed.

Moreover, also in the aeration gas quantity

量 1.5Gmf 前後以下では移動層特有の効果でさらになだらかなものとなる。

即ち、1Gmf 以下における伝熱係数は固定層に対して数倍と大きくかつ散気ガス量に比例して増加し、また、1Gmf を越えた散気ガス量においても移動の効果で流動化しにくくなる。1～1.5Gmf において漸次流動化する結果、第 29 図の如く 0～2Gmf まで漸増する伝熱係数と熱回収室平均散気ガス量の関係が得られる。

この熱回収室散気風量による熱回収量の制御は、後述のように急速に行なうことができる。

つぎに流動層高と流動媒体循環量の関係についてより詳しく説明する。

流動層表面が反射仕切上端より低いかなしはほぼ同じ位置にある場合反射仕切に沿って下より上昇するガス流は反射仕切によつて方向性を与えられ、反射仕切に沿って流動層より噴出し、それに伴ない流動媒体も方向性を与えられて主に反射仕切近傍の流動層表面より噴出する。噴出したガス流は流動層内と異なり流路内に充填されていた流動媒体が無くなり流路断面が急激に広がるところから噴流も攪散し 1m/秒以下の流速のゆるやかな流れとなつて上方に排気され、従つて同伴されていた流動媒体は、その流速によつて運ばれるには粒径が 1mm 前後と大きいと、重力や排ガスとの摩擦により運動エネルギーを失ない落下する。そして一部の粒子は慣性により燃焼部を飛び

exceeding 1Gmf, it is difficult to fluidize by the effect of a transfer.

In 1-1.5Gmf, it fluidizes gradually.

The relationship of the heat transfer rate increased gradually to 0-2Gmf as a result as shown in Figure 29, and heat-recovery-chamber average aeration gas quantity is obtained.

A control of the amount of heat recovery by this heat-recovery-chamber aeration air quantity can be quickly performed below-mentioned.

It demonstrates in detail about the relationship of fluidized-bed quantity and a bed-material circulating load below.

When the fluidized-bed surface is lower than a reflective partition upper end or it is in the almost same position, a reflective partition imparts in an orientation the gas flow which raises from the bottom along a reflective partition. It blows off from a fluidized bed along a reflective partition. In connection with it, it also imparts a bed material in an orientation, and it mainly ejects from the fluidized-bed surface near the reflective partition.

The bed material of the bottom gas flow of an ejection with which it filled in the flow path unlike the inside of a fluidized bed is eliminated. Diffusion also of the jet stream is carried out from the place when a flow-path cross section spreads abruptly. It becomes the loose flow of the flow velocity below 1 m / second, and a upward exhaust gas is carried out.

Therefore since a particle size is as large as 1 mm order for the flow velocity progressing, a kinetic energy is lost according to the friction with gravity or a waste gas, and the accompanied bed material falls.

And according to inertia, a partial grain will fly, will surpass a combustion part, and will jump into a heat-recovery part.

However, the flying range of the bottom bed material of an ejection is less than 1-2m from the fluidized-bed surface from the relationship with a particle size or specific gravity.

Only when the width of a reactor is less than 1-2m, in a heat-recovery chamber, heat recovery and the amount required for bed-material overheating prevention of bed



こえて熱回収部に飛び込むことになる。しかしながら、流動層表面より噴出した流動媒体の飛距離は、粒径あるいは比重との関係から1～2m以下であり、炉の幅が1～2m以下の場合しか熱回収室において熱回収や流動媒体過熱防止に必要な流動媒体量を確保できない。

ところで、流動層表面が、反射仕切の上端より上にある場合には、流動層高が高ければ高い程仕切によつて寄せ集められた流動化ガスは反射仕切上端よりほぼ直上に噴きあげる様にガス噴出方向が変化し、それに伴う形で流動媒体が主に反射仕切上端近傍の流動層表面より第5図に矢印aで示すように噴き上げられた後落下することとなり、容易に反射仕切の背面、即ち熱回収室へ大量にはいりこむことになる。

即ち、流動層高が大きい程反射仕切による噴出流動媒体の方向性は真上方向に近くなり、流動層高が大きくなるに従つて多くの流動媒体が熱回収室へはいり込むことになり、その増加割合は流動層高の反射仕切上端からの距離が小さい程大である。

第5図において、66は炉51上部に設けられた燃焼物投入口、67は排ガス出口68付近に設けられた気水ドラムで、熱回収室59内の伝熱管65と循環路を形成している。また、69は炉51底部の分散板52の両側縁部外側に接続された不燃物排出口で、70は逆ねじ方向に配設されたスクリー71を有するスクリーコンベアである。

materials can be secured.

By the way, when the fluidized-bed surface is above the upper end of a reflective partition, if fluidized-bed quantity was high, as for fluidization gas which was able to be gathered up by the partition, the direction of a blow of gas changes so that it may spurt out from a reflective partition upper end to a just overhaed almost and it may raise.

In the form accompanied by it, as arrow-head a shows to Figure 5, after mainly having spurted out from the fluidized-bed surface near the reflective partition upper end, it will fall.

It goes into the back of a reflective partition, i.e., heat recovery chamber, in large quantities easily, and it is crowded.

Namely, the orientation/polarity of the jet bed material by the reflective partition becomes near in the right above direction so that fluidized-bed quantity is large.

Many bed material is needed to a heat recovery chamber as fluidized-bed quantity becomes large.

The increase proportion is size when the distance from the reflective partition upper end of fluidized-bed quantity is small.

It is the burning-material insertion opening by which 66 was provided to the reactor 51 upper part in Figure 5. 67 is a steam and water drum in the vicinity of the waste-gas outlet 68. The heat exchanger tube 65 and the circuit in a heat recovery chamber 59 are formed.

Moreover, 69 is the nonflammable discharge port connected to the double-sided edge outer side of the distributor 52 of reactor 51 bottom part. 70 is a screw conveyor which has the screw 71 arranged in the direction of a reverse screw.

Thus, burning-material F supplied in the reactor 51 from the burning-material insertion opening 66 combusts, flowing with the bed material which is carrying out the rotation flow by fluidization gas.

At this time, the vertical motion with the intense bed material near the upper-part center section of an air chamber 55 does not follow, but is forming the descent moving bed in the

しかして、燃焼物投入口 66 より炉 51 内に投入された燃焼物 F は、流動化ガスにより巡回流動している流動媒体と共に流動しながら燃焼する。この時、空気室 55 の上方中央部付近の流動媒体は激しい上下動は伴わず、弱い流動ないし移動状態にある下降移動層を形成している。この移動層の幅は、上方は狭いが裾の方は分散板 52 の傾斜の作用も相俟ってやや広がっており、裾の一部は両側縁部の空気室 54、56 の上方に達している。この両空気室からの大きな質量速度の流動化ガスの噴射を受けて吹き上げられる、すると、裾の一部の流動媒体が除かれるので、空気室 55 の直上の層は自重で下降する。

この層の上方には、後述のように流動層からの流動媒体が補給されて堆積し、これを繰り返して空気室 55 の上方の流動媒体は徐々に連続的に下降する移動層を形成する。

空気室 54、56 上に移動した流動媒体は上方に吹き上げられるが、反射仕切 58 に当って反射転向して炉 51 の中央に向かつて巡回せしめられ、中央部の移動層の頂部に落下し、再び前述のように循環されると共に、流動媒体の一部は反射仕切の 58 の上部を越えて熱回収室 59 内に入り込む。そして熱回収室 59 に堆積した流動媒体の沈降速度がおそい場合には、熱回収室の上部には安息角を形成し余剰の流動媒体は反射仕切上部から燃焼部に落下する。

熱回収室 59 内に入り込んだ流

transfer state - a weak flow.

Although the width of upper part of this moving bed is narrow, as for the direction of a hem, the effect of the inclined of a distributor 52 has also spread a little conjointly.

Since the upper part of the air chambers 54 and 56 of a double-sided edge is arrived at, a part of hem is blown up in response to an injection of fluidization gas of the big mass velocity from this both air chamber. Then, since the partial bed material of a hem is removed, the layer of the just overhaed of an air chamber 55 is descended with dead weight.

Like below-mentioned, the bed material from a fluidized bed is replenished by the upper part of this layer, and deposits to it.

This is repeated and the upper bed material of an air chamber 55 forms the moving bed which descends continuously gradually.

The bed material moved an air chamber 54 and on 56 is blown up.

However, a reflective turn is carried out in the reflective partition 58, and a reactor 51 goes central and it is revolved.

It falls to the top part of the moving bed of a center section. While circulating again as mentioned above, a part of bed material exceeds the upper part of 58 of a reflective partition, and it enters in a heat recovery chamber 59.

And when the settling velocity of the bed material which deposited to the heat recovery chamber 59 is slow, a repose angle is formed on the upper part of a heat recovery chamber. A surplus bed material falls among a combustion part from the reflective partition upper part.

By gas blown from a diffuser 62, the bed material which entered in the heat recovery chamber 59 does not flow, and slips down. The circulation layer of the bed material which descends gradually is formed, while performing transfer or a loose flow. After performing heat exchange with a generating surface, it refluxes from the opening 63 of a reflective partition lower end to a combustion part.

The mass velocity of air-dispersed gas introduced from a diffuser 62 within this heat



動媒体は、散気装置 62 から吹き込まれるガスによつて流動せずズリ落ちる形の移動ないし緩やかな流動が行われつつ徐々に下降する流動媒体の循環層が形成され、伝熱面との熱交換が行われたのち、反射仕切下端の開口部 63 から燃焼部へ還流される。

この熱回収室 59 内で散気装置 62 から導入される気散ガスの質量速度は 0~3Gmf、好ましくは 0.5~2Gmf の範囲内の値から選ばれる。

その理由は、第 4 図に示される如く 3Gmf 以下の場合、伝熱係数も大きく、且つ、摩耗速度が小さいからである。

また、熱回収室 59 内の散気ガスの質量速度を 0~1Gmf と変化させると、第 9 図に示すように熱回収室内の移動層の沈降速度がほぼ直線的に変化し、必要量の高温媒体の量を任意にコントロールできる。しかし、蒸気等の不要、あるいは燃焼物の発熱量が小さいために流動媒体から熱回収を行うと流動層温度が低下して良好な燃焼ができなくなる時にはこの部分の流動化ガス量を 0 とすれば、流動媒体からの熱回収をやめて運転を行うこともできる。また、熱回収路は炉 51 内の主燃焼領域外であり、酸化還元を繰り返す雰囲気のような強い腐食性を持たないために、従来のものと比べて伝熱管 65 が腐食を受けにくく、また、前述のようにこの部分では流動速度も低いため、伝熱管 65 の摩耗も極めて少ない。

流動化ガスの質量速度 0.5~

recovery chamber 59 is chosen out of the value within the limits of 0-3Gmf and preferably 0.5-2 Gmf.

The reason is that in 3 or less Gmves a heat transfer rate is also large and  $\downarrow$  and a wear rate are and small as shown in Figure 4.

Moreover, if the mass velocity of aeration gas in a heat recovery chamber 59 is changed with 0-1Gmf, as shown in Figure 9, the settling velocity of the moving bed in a heat recovery chamber will change almost linearly. The quantity of the high-temperature medium of a necessary amount is arbitrarily controllable.

However, when no need of steam, or at the time of fluidized-bed temperature reducing and favourable combustion becoming impossible, if heat recovery is performed from a bed material, since the heating value of a burning material is small, the heat recovery from 0, then a bed material can be stopped the fluidization gas quantity of this part, and the running can also be performed.

Moreover, a heat-recovery path is outside the main combustion zone in a reactor 51.

It does not have strong corrosive like the atmosphere which repeats an oxidation reduction. Therefore, compared with the conventional thing, a heat exchanger tube 65 seldom receives corrosion. Moreover, as mentioned above, in this part, since drift velocity is also low, abrasion of a heat exchanger tube 65 is also extremely few.

In the range of mass-velocity 0.5-2Gmf of fluidization gas, it is based also on the particle size of a bed material in bed-material temperature, for example, 800 degree C, in fact.

However, gas velocity is low velocity extremely with 0.1-0.4 m / second (superficial velocity).

When the nonflammable of a diameter bigger than a bed material is in a burning material, a combustion residue is discharged from the screw conveyor 70 of a furnace-bottom part with a partial bed material.

Moreover, the heat transfer in a heat recovery chamber 59 has a heat transfer through gas which raises while oscillating irregularly

2Gmf の範囲において、実際には流動媒体温度例えば 800℃において流動媒体の粒径にもよるが、ガス速度は 0.1~0.4m/秒(空塔速度)と極めて低速度である。燃焼物中に流動媒体より大きな径の不燃物がある場合には、燃焼残渣は一部の流動媒体と共に炉底部のスクリーコンベア 70 より排出される。

また、熱回収室 59 内の伝熱は、流動媒体と伝熱管 65 との直接接触による伝熱に加えて、流動媒体の流動により激しく不規則に振動しながら上昇するガスを媒体とした伝熱がある。後者は、通常のガス-固体間の接触伝熱に対し、伝熱の妨げとなる固体表面の境界層がほとんど存在せず、また流動媒体同志が流動によつてよく攪拌されるために、静止媒体と異なり粉体の中での伝熱が無視できるようになり、極めて大きな伝熱特性を示す。したがつて、本発明の熱回収室においては、通常の燃焼ガスからの熱回収に比較して最大時には 10 倍近い伝熱係数をとることができる。

このように、流動媒体と伝熱面との伝熱現象は吹込ガス量に大きく依存しており、散気装置 62 から導入するガス量の調節により流動媒体循環量も調節でき、且つ、移動層による熱回収室 59 を炉内において主燃焼室から独立させることで、コンパクトでかつターンダウン此が大きくて制御容易な流動層熱回収装置とすることができる。

石炭や石油コークスのように燃焼速度の遅い燃焼物を燃料とし

vigorously by flow of a bed material directly in addition to the heat transfer by contact of a bed material and the heat exchanger tube 65.

The boundary layer on the surface of solid state where the latter serves as the hindrance of a heat transfer to the contact heat transfer between usual gas- solid state hardly is present. Moreover since a bed-material element is well stirred by flow, unlike a rest medium, the heat transfer in the inside of a fine particle can be disregarded.

An extremely big heat-conducting characteristic is shown.

Although carried out, in the heat recovery chamber of an intermediary and this invention, the heat transfer rate with 10 near increment can be taken compared with the heat recovery from a usual combustion gas at the maximum time.

Thus, it depends on blowing-in gas quantity for the heat-transfer phenomenon of a bed material and a generating surface greatly.

A bed-material circulating load can also be adjusted by regulation of the gas quantity introduced from a diffuser 62.

And, the heat recovery chamber 59 by the moving bed is set in the furnace, and it is made to be independent of a main combustion chamber. It is compact. And a turndown ratio is large. The control is easy. It can use as a fluidized-bed heat recovery equipment.

In the boiler using the burning material with a slow burning rate as a fuel like coal or the petroleum coke, even if evaporation wants to change suddenly, it can change usually often only at the velocity corresponding to the burning rate. Although the burning rate itself is improved in the general fluidized-bed boiler, in order to perform heat recovery through a fluidized bed, it deteriorates further from it.

However, in this invention, the amount of heat transfers in a heat recovery chamber can be instantly changed to the fraction - several times by changing the amount of gas aerations.

Therefore, a burning rate influences the heat-gain change to the fluidized bed by change of the burning-material amount of supply.



て用いたボイラーにおいては、通常蒸発量を急に变化させたくとも燃焼速度に見合った速度でしか変化できない場合が多く、一般流動床ボイラにおいては燃焼速度自体は改善されているものの流動層を介して熱回収を行なうためにそれより更に劣る。しかしながら、本発明においては熱回収室における伝熱量を、ガス散気量を変化させることにより、瞬時に数倍ないし数分の一に変化させることができる。従つて、燃焼物供給量の変化による流動層への入熱量変化は燃焼速度に左右されるため、時間遅れを生じるけれども、本発明の熱回収室における流動媒体からの熱回収量は熱回収室散気量で急速に変化させることができ、入熱量と熱回収量の応答速度の差を流動媒体の温度の一時的な温度変化として、流動層を形成する流動媒体の顕熱蓄熱能により吸収できる。このため熱を無駄なく利用することができ、従来の石炭だきボイラーの類にはなかつた追従性の高い蒸発量制御が可能となる。

なお、前記の不燃物排出口 69 の位置は、例えば図示例のように熱回収室 59 の反射仕切 58 の下部の開口部 63 並びに炉 51 内の空気分散板の両側縁部に接するように位置せしめるのがよいが、これに限定されるものではない。

また、熱回収室 59 から不燃物排出口 69 への流動媒体の短絡による排出を防止し、伝熱後の媒体を有効に燃焼室である流動層へ戻すために、仕切り 50 を

Therefore, although a time-lag is produced, the amount of heat recovery from the bed material in the heat recovery chamber of this invention can be quickly changed in the amount of heat-recovery-chamber aerations.

The difference of the response speed of a heat gain and the amount of heat recovery is absorbable as a temporary temperature change of the temperature of a bed material with the sensible-heat thermal-storage ability of the bed material which forms a fluidized bed.

For this reason a fever can be utilized unwastefully.

A high evaporation control of the tracking property which was not in the kind of the conventional coal fired boiler can be performed.

In addition, as for the above-mentioned position of the nonflammable discharge port 69, it is good to make it exist so that the opening 63 of the lower part of the reflective partition 58 of a heat recovery chamber 59 and the double-sided edge of the air distributor in a reactor 51 may be touched, for example, like the example of illustration. It is not limited to this.

Moreover, ejection by the short circuit of the bed material to the nonflammable discharge port 69 is prevented from a heat recovery chamber 59.

The medium after a heat transfer is returned to the fluidized bed which is a combustion chamber effectively. Therefore, it is also desirable to provide a partition 50. As shown in Figure 10 and 11, even when this partition 50 mounted [ in the band etc. ] in the diffusion tube which forms a diffuser 62 and is plate-shaped, it is good. Or it can also be made to form like the example of 5 figures using a furnace wall

In Figure 5, an air distributor 52 is made angular.

An air chamber is made into 3 rooms (54, 55, 56).

The case where it was made larger than the mass velocity of fluidization gas which ejects the mass velocity of fluidization gas ejected from air chambers 54 and 56 from an air chamber 55 was demonstrated.

However, even when the mass velocity of air blown is the more nearly same than the



設けることも好ましく、この仕切り 50 は第 10 図及び第 11 図に示すように散気装置 62 を形成する散気管にバンドなどで取付けた板状のものでもよく、あるいは第 5 図示例のように炉壁を利用して形成させることもできる。

第 5 図においては、空気分散板 52 を山形とし、空気室を三室 (54、55、56) とし、空気室 54 及び 56 から噴出する流動化ガスの質量速度を空気室 55 から噴出する流動化ガスの質量速度よりも大とする場合について説明したが、流動層下部より吹き込まれる空気の質量速度は同一であつても反射仕切の作用により、即ち、反射仕切に沿った部分の空気流速が中央部に比し大となり流動層に旋回流を形成せしめることが可能であるので、各空気室から噴出させる流動化ガスの質量速度は同一としてもよく、また同じ理由から第 7 図に示すように空気分散板 52 は水平にし、且つ、単一の空気室 56' としてもよい。また、この場合空気室 56' は一つの室とすることなく、数室に区分してもよい。空気室を数室に区分する場合、室毎に流動化ガスの質量速度を第 5 図について説明したように異なる速度としてもよいのは当然である。

また、石炭のような不燃物含有量の少ない燃焼物を燃焼させる場合には不燃物排出口は第 7 図に示すように省略できる。

つぎに、本発明の他の実施例を第 12 図に示す。第 12 図に示す旋回流動床式熱回収装置は、第

fluidized-bed lower part, the air flow velocity of the part in alignment with an effect of a reflective partition, i.e., reflective partition, becomes large compared with a center section. Since it is possible to make rotational flow form on a fluidized bed, the mass velocity of fluidization gas made to blow off from each air chamber is good also as the same. Moreover since it is the same, as shown in Figure 7, an air distributor 52 is made into the horizontal plane.

And, it is fine also as single air-chamber 56'.

Moreover, air-chamber 56' is not taken as one chamber in this case.

It may divide to several rooms.

When dividing an air chamber to several rooms, naturally, it is good also as velocity which differs as the mass velocity of fluidization gas was demonstrated about Figure 5 for every chamber.

Moreover, when burning the few burning material of the nonflammable pottery content like coal, a nonflammable discharge port can be omitted as shown in Figure 7.

Below, the other Example of this invention is shown in Figure 12.

The rotation fluidized-bed-type heat recovery equipment shown in Figure 12 provides the rotation fluidized-bed two shown in Figure 5 all over an identical reactor.

Therefore, while the heat recovery chamber 59 of a center section was provided between the backs of the two reflective partition 58 of a center section, it was taken as the structure which shows the partition of the lower part of the heat recovery chamber 59 of a center section in Figure 11. Except being above-mentioned, it is completely the same.

Next it is this invention, and also the other Example is shown in Figure 13 and Figure 14, 15, and 16.

In these Examples, the shape of the reflective partition 58 and its how to attach are mainly only different from the Example shown in Figure 5, 7, and 12.

Moreover, the Example shown in Figure 13 and 14 is a drawing in which the Example at the time of applying to the reactor which has one

5 図に示す旋回流動層 2 つを同一の炉中に設け、従つて、中央部の熱回収室 59 は中央部の 2 つの反射仕切 58 の背面間に設けると共に中央部の熱回収室 59 の下部の仕切りを第 11 図に示す構造のものとした以外は、全く同じである。

つぎに、本発明の更に他の実施例を第 13 図、第 14 図、第 15 図及び第 16 図に示す。

これらの実施例においては、反射仕切 58 の形状並びにその取り付け方が第 5 図、第 7 図及び第 12 図に示す実施例とは主として相違するのみであり、また、第 13 図及び第 14 図に示す実施例は、1 つの旋回流動層を有する炉に適用した場合の実施例を示す図面である。

なお、第 14 図は第 13 図に示す旋回流型流動床炉についてガス分散板 52 を水平にし、且つ空気室 56' を単一の部屋とすると共に不燃物排出口を省略した例を示す図であつて、その作用は第 7 図に関し説明したのと同様である。なお第 14 図において符号 69' は流動媒体排出ノズルを示す。

第 13 図、第 14 図、第 15 図及び第 16 図において符号 50~71 は第 5 図及び第 12 図で説明したのと同じ意味を有し、符号 80 は水管、81、82 は外壁に設けられた管寄せ、83、84 は炉中に設けられた管寄せを示す。

第 13 図、第 14 図、第 15 図、第 16 図に示す例においては炉壁がメンブレン外壁で構成されており、このメンブレン外壁の上下に設けた管寄せ 81、82 及

rotation fluidized bed is shown.

In addition, Figure 14 makes the gas distributor 52 the horizontal plane about the rotational-flow type fluidized-bed reactor shown in Figure 13.

And while making air-chamber 56' into a single chamber, it is the figure showing the example which omitted the nonflammable discharge port.

That effect is similar with having explained Fig. 7.

In addition, in the 14 Figure, code 69' shows a bed-material discharge nozzle.

In Figure 13 and Figure 14, 15, and 16, codes 50-71 have the same implication as Figure 5 and 12 demonstrated.

A code 80 is a water pipe. 81 and 82 are the headers provided to the outer wall. 83 and 84 show the header provided all over the reactor.

In the example shown in Figure 13, Figure 14, Figure 15, and Figure 16, the furnace wall consists of a membrane outer wall.

A water pipe 80 is branched from the headers 83 and 84 provided all over the headers 81 and 82 which this membrane outer wall provided vertically, and the reactor (example shown in Figure 16).

Inclined of the partition of a membrane wall is carried out to the part of each lower-part slant, it provides, and it uses as the reflective partition 58.

The water-pipe group shown in these drawings are bending-processed by 1 place or 2 places.

A thermal expansion is absorbable.

Moreover since it is fixed with the vertical header, the intense motility of a bed material can also be borne sufficiently.

Moreover since the vertical part of a water pipe 80 pierces through the top part of a bed material and has lengthened it sufficiently, a nonflammable does not deposit it to an up ramp. Moreover, let a passage resistance be smallness.

In order to prevent the clogging by the nonflammable etc., as shown in Figure 18, as for the vertical part of a water pipe 80, and the

び炉中に設けた管寄せ 83、84 (第 16 図に示す例のみ) から水管 80 を分岐して、夫々の下方斜めの部分にメンブレン壁の仕切を傾斜させて設け反射仕切 58 としたものである。

これらの図面に示す水管群は 1 ケ所又は 2 ケ所で曲げ加工されており、熱膨張を吸収でき、また上下管寄せで固定されているので流動媒体の激しい運動にも十分に耐えることができる。

また水管 80 の垂直部分は、流動媒体の頂部を貫いて十分に長くしてあるので、上部傾斜部に不燃物が堆積することがなく、また、通過抵抗を小とし、不燃物等による目詰りを防止するために、水管 80 の垂直部分及び熱回収室 59 の下部開口部 63 の部分は、第 18 図に示す如く、千鳥状に互違いに配列するのが好ましい。

また、第 17 図に示すように、伝熱管 65 も同様に千鳥状に配列するのが好ましく、また散気装置 (散気管) 62 は、伝熱管の平行に熱回収室の下部に配列するのではなく、第 13 図乃至第 16 図に示すように熱回収室の下部に反射仕切 58 の背面に沿って設けるのが好ましい。散気管のガス導入口に近い部分のガス噴出口を大きくし、先端に向い漸次小さくすることにより、流動媒体の深さに関係なく、ほぼ均一に散気することができる。

反射仕切 58 の下端部は、分散板 52 の端部より外側の流動媒体が激しい流動状態にない部分に位置せしめるのが好ましい。

part of the lower opening 63 of a heat recovery chamber 59, arranging alternately to the zigzag form is desirable.

Moreover, as shown in Figure 17, it is desirable to arrange a heat exchanger tube 65 to the zigzag form similarly. Moreover a diffuser (diffusion tube) 62 is not arranged to a parallel of a heat exchanger tube at the lower part of a heat recovery chamber. It is desirable to provide to the lower part of a heat recovery chamber along the back of the reflective partition 58, as shown in Figure 13 or 16.

The blow-off-gas opening of the part near the gas introduction port of a diffusion tube is enlarged.

By making it small gradually toward a tip, an aeration can be carried out to the depth of a bed material related almost uniformly.

As for the bottom end of the reflective partition 58, it is desirable to make the part which does not have a bed material outside the end section of a distributor 52 in an intense fluid state exist.

It prevents that the reason is influenced of an intense fluidized bed.

It is for making easy a control of the settling velocity of the bed material in a heat recovery chamber.

Moreover, the mass velocity of fluidization gas from the moving-bed lower part of a combustion part is 0.5-3Gmf. Preferably, it is 1-2.5Gmf. And, the quantity of the 50% or less of the amount of blowing in from the fluidized-bed part lower part is desirable.

Moreover, as shown in Figure 13 and 14, when supplying a burning material into a downward moving bed directly with the burning-material injection apparatus 66, a bed material writes and supply of a burning material, especially fine coal, etc. becomes continuous by effect.

Moreover leak of air from a supply apparatus is few, and combustion efficiencies, such as fine coal, become large.

And leak of air is interrupted by the bed material in a reactor at the time of a shutdown.

Since the burning material which remained in



その理由は激しい流動層の影響を受けるのを防ぎ、熱回収室内の流動媒体の沈降速度の制御を容易にするためである。

また、燃焼部の移動層下部からの流動化ガスの質量速度は 0.5 ~ 3Gmf、好ましくは 1 ~ 2.5Gmf で且つ、流動層下部からの吹込み量の 50% 以下の量が好ましい。

また、第 13 図及び第 14 図に示す如く、燃焼物投入装置 66 により燃焼物を直接下向きの移動層中に供給する場合、燃焼物特に粉炭等の供給が流動媒体のかき取り作用により連続的となり、また供給装置からの空気のリークが少なく、また粉炭等の燃焼効率が大きくなり、且つ運転停止時において炉中の流動媒体で空気のリークをしや断してしまい、炉内の熱で供給部に残った燃焼物が発火して供給部が焼けてしまうようなことがないので、供給部と炉の間をダンパで閉め切る必要はない。

なお、上記実施例では、燃焼ガスボイラと共用の気水ドラム 67 から水を抜き出し、循環ポンプ 72 (第 6 図) で強制循環し、再び気水ドラム 67 に戻している。しかし、このように使用しなくとも、例えばエコノマイザとして燃焼ガスボイラへの給水の予熱に使用したり、燃焼ガスボイラとは独立したボイラとして使ったり、燃焼ガスボイラによつて発生した蒸気の過熱器として使ったりすることもできる。特に、過熱器として使用する場合には、燃焼排ガスによるものに比し様々の利点が生じ

the feed zone with the fever of a furnace interior ignites and a feed zone is not burned, between a feed zone and reactors does not need to be shut with the damper.

In addition, at an above-mentioned Example, it is water a pulling-out from a combustion-gas boiler and the steam and water drum 67 of the shared.

Forced circulation is carried out with a circulating pump 72 (Figure 6).

It has returned to the steam and water drum 67 again.

However, even when it does not use it in this way, it is used for pre-heating of the water supply to a combustion-gas boiler as an economizer.

Moreover, with a combustion-gas boiler, it can use as an independent boiler or it can also use as a superheater of steam which generated with the combustion-gas boiler.

In using it as a superheater especially, it compares with that based on combustion exhaust gas, and various advantages arise.

Moreover, it is also possible to restrict to neither water, nor steam, but to carry out forced circulation of heat-medium oil etc., and to use as a heat-medium boiler as incoming-radiation fluid.

Moreover, the burning material including a municipal solid waste or a rough large object is supplied from the insertion opening provided to the ceiling as shown in Figure 5, Figure 7, and Figure 12, 15, and 16. The running can be carried out.

However, the height which it does not supply from a ceiling part in burning the solid fuel more than about several dozens millimeter, such as coal. Although it is higher than the fluidized-bed surface of a combustion part side wall, it bounds off by the moving blade from the position of eye a low. The procedure supplied to a combustion part with spreaders, such as an above-mentioned format, is desirable.

Therefore, when using as solid-fuel mono-fuel-combustion reactors, such as coal, a ceiling insertion opening is good only also as an above-mentioned spreader, without providing.

る。また、受熱流体としては、水や蒸気に限らず、熱媒オイル等を強制循環して熱媒ボイラとして使うことも可能である。

また、都市ごみや雑芥等粗大物を含む燃焼物は第5図、第7図、第12図、第15図及び第16図に示す如く天井に設けられた投入口から投入することで無理なく運転できるが、石炭等数十ミリメートル程度以下の固体燃料を燃焼せしめる場合には、天井部から投入せずに、燃焼部側壁の流動層表面よりは高いが低目の位置から回転羽根によりはね飛ばす形式等スプレツダにより燃焼部に投入する方法が好ましい。

従つて、石炭等固体燃料専焼炉として用いる場合には、天井投入口は設けずに上述のスプレツダのみとしてもよく、また粗大物を含む燃焼物は天井の投入口から投入し、固体燃料は上述のスプレツダから供給して混焼したりすることも出来る。

本発明は、今までに説明した流動層を反射仕切 58 で仕切つて流動層主燃焼部(流動旋回層部)と熱回収部(循環層部) 59 を設けた流動層ボイラにおける循環層部(熱回収部)の熱回収量を無段階的にしかも桁違いの大きな範囲で、循環層部の流動媒体内への吹込風量(散気量)によつて容易に調節しうることに着目し、循環層部(熱回収部)に挿入された伝熱管に蒸気を通して蒸気過熱管とし、該蒸気の出口側温度を検知し、該出口温度に基いて循環層部の散気管への供給風量調節ダンパの開度を調

Moreover the burning material including a rough large object is supplied from the insertion opening of a ceiling.

The solid fuel can also be supplied and mixedly combusted from an above-mentioned spreader.

This invention pays attention that the amount of the circulation layer part (a heat-recovery part) in the fluidized-bed combustion device which divided the fluidized bed demonstrated until now with the reflective partition 58, and provided the fluidized-bed main combustion part (flow rotation layer part) and the heat-recovery part (circulation layer part) 59 of heat recovery boils-less gradually, and it can adjust easily with the blowing-in air quantity (the amount of aerations) into the bed material of a circulation layer part in the extraordinary big range.

Steam is passed through to the heat exchanger tube inserted in the circulation layer part (heat-recovery part), and it considers as a steam superheater tube.

Outlet side temperature of this steam is detected. Based on this outlet temperature, the opening of the supply air-quantity regulation damper to the diffusion tube of a circulation layer part is adjusted. Superheated-steam temperature thus obtained is controlled to become predetermined temperature.

That is, when changing to the side with the outlet side temperature of steam lower than a setting, the aeration gas quantity in the heat recovery chamber of the part in which a damper is opened and the steam superheater tube was inserted is made to increase. The exit temperature of steam is raised by increasing the amount of heat transfers.

The contrary is performed when changing to a side higher than a setting.

Superheated-steam temperature is easily controllable to the temperature near the fixed temperature by doing in this way.

And since the amount of heat transfers can be changed to the non-phase, a superheated-steam temperature change can be restrained in a faint temperature range.



節することにより得られる過熱蒸気温度を所定の温度となるように制御するものである。

即ち、蒸気の出口側温度が設定値よりも低い側に変化した時はダンパを開き蒸気過熱管の挿入された部分の熱回収室における散気ガス量を増加させて伝熱量を増加することにより蒸気の出側温度を高め、設定値よりも高い側に変化した時はその逆を行なう。このようにすることにより過熱蒸気温度は容易に設定温度近傍の温度に制御することができる。しかも無段階に伝熱量を変化させることができるため、微かな温度範囲内に過熱蒸気温度変化を抑えることが可能となる。

一方、この蒸気過熱温度の制御に伴う伝熱量の変化や燃焼物、燃焼量等の変化等運転の変化に伴う流動層主燃焼部の流動媒体の温度は熱回収室で蒸気過熱管の挿入された部分以外における熱回収量を調節することにより制御する。即ち、流動層主燃焼部の温度を検出し、この値に基づいて燃焼部にとって好ましい温度域、例えば都市ごみの場合  $600^{\circ}\text{C} \sim 800^{\circ}\text{C}$ 、石炭や石油、コークスの場合  $800 \sim 850^{\circ}\text{C}$  程度の範囲内の温度となるよう、蒸気過熱管の挿入された部分以外のボイラの缶水を循環させた蒸発管又はボイラ給水予熱のためのエコノマイザ等に用いられる。伝熱量を変化させても支障のない熱回収室への散気ガス量を調節すべく、その部分の散気管への供給風量調節ダンパの開度を調整することにより制御す

On the other hand, temperature of the bed material of the fluidized-bed main combustion part accompanied by changes of the running, such as a change of a change of the amount of heat transfers accompanied by a control of this steam overheating temperature, a burning material, the amount of combustion, etc., is controlled by adjusting the amounts of heat recovery other than the part in which it was inserted during steam overheating by the heat recovery chamber.

That is, temperature of a fluidized-bed main combustion part is detected.

Based on this value, in a desirable temperature range for a combustion part, for example, the temperature of  $600^{\circ}\text{C}$  - about  $800^{\circ}\text{C}$  in the case of a municipal solid waste, the temperature of about  $800 \sim 850^{\circ}\text{C}$  in the case of coal, petroleum, and coke, it is used for the economizer for the evaporation pipe or boiler-feed water pre-heating which made the boiler water of boilers other than the part in which the steam superheater tube was inserted circulate etc.

Even when it changes the amount of heat transfers, it controls by adjusting the opening of the supply air-quantity regulation damper to the diffusion tube of the part that aeration gas quantity to an convenient heat recovery chamber should be adjusted.

Based on Figure 1, this invention is demonstrated in detail.

In Figure 1, the bottom part of a reactor 1 is equipped with the distributor 2 of fluidization gas introduced by the blower 7 from the gas introduction pipe for a flow 3.

This distributor 2 is formed in the shape of almost symmetrical roof with respect to the core of a reactor 1 as shown in Figure 5.

And gas for a flow sent from a blower 7 blows off from a distributor 2 to the upper part through air chambers 4, 5, and 6.

Let mass gas velocity (a bed material is made to fluidize boiling the mass gas velocity 1 the minimum required air quantity) of fluidization gas to eject be sufficient velocity to form the fluidized bed of the bed material in a reactor 1



るものである。

第1図に基いて本発明を詳しく説明する。

第1図において、炉1の底部にはブロワ7により流動用ガス導入管3から導入される流動化ガスの分散板2が備えられ、この分散板2は第5図に示されているのと同様、炉1の中心に対してほぼ対称的な屋根状に形成されている。そしてブロワ7から送られる流動用ガスは、空気室4,5,6を経て分散板2から上方に噴出させるようになっており、両側縁部の空気室4,6から噴出する流動化ガスの質量ガス速度（質量ガス速度1は流動媒体を流動化させるに必要な最少の風量）は炉1内の流動媒体の流動層を形成するのに十分な速度とするが、中央部5から噴出する流動化ガスの質量速度は前者より小さく選ばれる。

両側縁部の空気室4,6の上部には、流動化ガスの上向流路をさえぎり、空気室4,6から吹出される流動化ガスを炉1内の中央部に向けて反射転向させる反射壁仕切8が設けられ、この反射壁仕切8と噴出する流動化ガスの質量速度との差により第5図に矢印で示される方向と同じ方向の旋回流が生ずる。一方この反射仕切8と炉壁間に流動媒体の循環層部（熱回収部）9,9'が形成され、運転中に流動媒体の一部が反射仕切8の上端部を越えて循環層部9,9'に入り込む。また、循環層部9,9'の下部の炉底よりも高いレベルにはブロワ10から導入管11,11'を経てガスを導入する散気装置

from the air chambers 4 and 6 of a double-sided edge.

However, the mass velocity of fluidization gas ejected from a center section 5 is chosen smaller than the former.

The reflective wall partition 8 which fluidization gas which interrupts the upward flow path of fluidization gas and blows off from air chambers 4 and 6 is turned to the center section in a reactor 1, and carries out a reflective turn is provided to the upper part of the air chambers 4 and 6 of a double-sided edge. The rotational flow of the direction shown in Figure 5 by the difference of this reflective wall partition 8 and the mass velocity of fluidization gas to eject, by the arrow head and the same direction is generated.

On the other hand, the circulation layer part (heat-recovery part) 9 of a bed material and 9' are formed between this reflective partition 8 and a furnace wall.

During the operation, a part of bed material exceeds the top edge part of the reflective partition 8, and it enters at the circulation layer part 9 and 9'.

Moreover, the introductory pipe 11, the diffuser 12 which introduces gas through 11', and 12' are aslant provided to a level higher than the furnace bottom of the circulation layer part 9 and the lower part of 9' along the back of a reflective partition from a blower 10.

On the introductory pipe 11 and 11', the flow-regulation damper 24 for controlling the aeration air quantity introduced to a diffuser and 24' are provided.

Moreover, a opening 13 and 13' are provided to the vicinity which installed the circulation layer part 9, the diffuser 12 of 9', and 12'.

The bed material which entered into the circulation layer part 9 and 9' precipitates, forming a moving bed continuously or intermittently according to a running state. It circulates to a combustion part through a opening 13 and 13'.

Moreover, the heat exchanger tube 15 and 15' which were connected by the waste heat boiler 17 for piping 14 and 20 and which passed

12,12' が反射仕切の背面に沿って斜めに設けられ、導入管 11,11' 上には散気装置へ導入される散気風量を制御するための流量調節ダンパ 24,24' が設けられている。また、循環層部 9,9' の散気装置 12,12' を設置した近傍には、開口部 13,13' が設けられ、循環層部 9,9' に入り込んだ流動媒体は運転状態により連続的又は断続的に移動層を形成しつつ沈降し、開口部 13,13' を経て燃焼部へ循環する。

また、循環層部 9,9' には配管 14 及び 20 で廃熱ボイラ 17 に連通された内部に蒸気又は加熱ボイラ水を通じた伝熱管 15 及び 15' が配置され、循環層部を下方に移動する流動媒体と熱交換を行なうことにより、配管 14' より過熱蒸気を得ると共に、配管 20' よりはより加熱され発生した蒸気の混じったボイラ水を廃熱ボイラ 17 へ循環させ熱を回収するように構成されている。

本発明においては、配管 14' より抜き出される蒸気の温度を温度測定器 21 で測定し、この温度に基いて温度制御器 22 により流動調節ダンパ 24 の開度を調節して循環層部の流動化ガス風量を調節することにより加熱蒸気の温度を所定の温度に制御する。即ち、過熱蒸気の温度が所定の温度より低い場合、流動調節ダンパ 24 の開度を大とし、循環層への散気風量を通常、Gmf 0.5～3 の範囲内で増加させることにより流動媒体循環量を増加させると共に伝熱係数を

steam or heating boiler water in the inside are arranged at the circulation layer part 9 and 9'.

By exchanging heat with the bed material which carries out the downward transfer of the circulation layer part, a superheated steam is obtained from piping 14'. Also from piping 20', it heats more. Boiler water with which steam which generated was mixed is made to circulate to a waste heat boiler 17. It composes so that a heat may be recovered.

In this invention, temperature of steam extracted from piping 14' is measured with the thermometry vessel 21.

Temperature of heating steam is controlled to predetermined temperature by adjusting the opening of the flow regulation damper 24 with the temperature-control vessel 22 based on this temperature, and adjusting the fluidization gas air quantity of a circulation layer part.

That is, when the temperature of a superheated steam is lower than predetermined temperature, let the opening of the flow regulation damper 24 be size.

The aeration air quantity to a circulation layer is made to increase within the limits of Gmf 0.5-3 usually. While making a bed-material circulating load increase, a heat transfer rate is made to increase thereby. The temperature of a superheated steam is made to raise temperature to predetermined temperature by making the amount of heat recovery into size.

When the temperature of a superheated steam is higher than predetermined temperature, it controls contrary to an above.

On the other hand, when the temperature of a fluidized-bed main combustion part is an optimal temperature of this combustion part, For example, 600 degree C - 800 degree C in the case of a municipal solid waste, a fixed temperature within the limits of 800 degree C - 850 degree C in the case of coal or coke, or when becoming lower than the temperature range of fixed width, the opening of the flow-regulation damper 27 is made small with the temperature-control vessel 26 based on the temperature measured with the thermometry vessel 25 in a fluidized-bed main combustion

増加させ熱回収量を大とすることにより過熱蒸気の温度を所定の温度まで昇温せしめる。過熱蒸気の温度が所定の温度より高い場合には上記と逆に制御される。

一方、流動層主燃焼部の温度が該燃焼部の最適温度、例えば都市ごみの場合 600℃～800℃、石炭やコークスの場合 800℃～850℃の範囲内の一定の温度または一定巾の温度範囲より低くなつた場合、流動層主燃焼部中の温度測定器 25 で測定された温度に基いて温度制御器 26 により流量調節ダンパ 27 の開度を小として循環層への散気量を小とすることにより流動媒体循環量を減少させると共に伝熱係数を小とすることにより、熱回収量を小として流動層主燃焼部の温度が上昇するよう制御される。また、流動層主燃焼部の温度が所定の温度より上昇した場合には上記と逆に制御され、流動媒体の温度が所定の温度以上に上昇し、流動媒体が焼結する等のトラブルを回避することができる。

なお、第 1 図においてはメンブレン壁を用い、かつ廃熱回収部を炉中に 1 体に組み込んだ形の炉について説明したが、第 5 図、第 7 図、第 12 図、第 13 図、第 14 図、第 16 図に示した炉についても本発明を適用できるのは当然である。

また、第 1 図においては、過熱蒸気用伝熱管 15 とボイラ水を加熱する伝熱管 15' は夫々別個の循環層部に設ける如く図示したが、同一の循環層部の散気

part. Let the amount of aerations to a circulation layer be smallness. While making a bed-material circulating load reduce especially more, by making a heat transfer rate into smallness, it controls so that the temperature of a fluidized-bed main combustion part rises, using the amount of heat recovery as smallness.

Moreover, when the temperature of a fluidized-bed main combustion part rises from predetermined temperature, it controls contrary to an above.

It raises more than temperature predetermined in the temperature of a bed material.

The trouble of a bed material sintering is avoidable.

In addition, the reactor of the form which integrated the waste-heat recovery part all over the reactor in Figure 1 at 1 image, using a membrane wall was demonstrated.

However, naturally, this invention is applicable also about the reactor shown in Figure 5, Figure 7, Figure 12, Figure 13, Figure 14, and Figure 16.

Moreover, in Figure 1, heat-exchanger-tube 15' which heats the heat exchanger tube for superheated steams 15 and boiler water was illustrated, respectively, so that it might provide to a separate circulation layer part.

However, the heat-recovery part which enabled independently the change of the amount of heat transfers is formed by making air-quantity regulation of the diffuser of an identical circulation layer part be independent. Naturally, the heat exchanger tube 15 and 15' may be provided to the each.

Moreover, the heat-recovery part which enabled independently the change of the amount of heat transfers is provided by making air-quantity regulation of a diffuser be independent within an identical circulation layer.

The steam extraction of each is carried out to a saturated-steam overheating heat exchanger tube, for example, from the middle of a turbine. It uses as a steam reheater for raising temperature again and returning to a turbine again.



装置の風量調節を独立させることによつて独立して伝熱量を変化可能とした熱回収部となしそのそれぞれに伝熱管 15 及び 15' を設けてよいのは当然である。

また、同一の循環層内で散気装置の風量調節を独立させることにより独立して伝熱量を変化可能とした熱回収部を設け、夫々を飽和蒸気過熱伝熱管と、例えばタービンの途中から抽気して再度昇温して再びタービンに戻すための蒸気再熱器として用いたり、また、夫々独立した設定温度として異なる過熱温度を有する蒸気を得る 2 つの蒸気過熱器として用いることもできる。このことを第 30 図に基いて説明する。

第 30 図は本発明の流動層ボイラ内部の平面図を示し、第 1 図と同じ符号は同じ意味を有し、12" は散気装置、15" は伝熱管、21' は温度測定器、22' は温度制御器、24' は流動化ガス流量制御用ダンパを示す。

第 30 図に示す流動層ボイラ蒸気昇温装置は循環層部 9 を炉壁に沿つて 2 つの部分に分け、9" の部分を過熱蒸気を得るための蒸気過熱循環層部として用い、9 (unknown gaiji#4001) の部分をタービンからの蒸気を再過熱するための蒸気再熱循環層部として用いるものであつて、夫々設定温度（引きだされる蒸気の温度）を異にし、この温度に基いて散気装置 12 および 12" からの散気量が独立して制御されるものであつて制御の仕方は第 1 図に関して説明した

Moreover, it can also use as a two steam superheater which obtains steam which has again the overheating temperature which differs as an independent fixed temperature, respectively.

This is demonstrated based on a 30th figure.

A 30th figure shows the top view inside a fluidized-bed combustion device of this invention.

The same code as Figure 1 has the same implication.

12" is a diffuser. 15" is a heat exchanger tube. 21' is a thermometry device. 22' is a temperature-control device. 24' shows the damper for a fluidization gas-flow-rate control. The fluidized-bed-combustion-device steam temperature rise apparatus shown in a 30th figure divides the circulation layer part 9 into a two part along a furnace wall.

A 9" part is used as a steam overheating circulation layer part for obtaining a superheated steam. The part of 9 (unknown gaiji#4001) is used as the steam reheat circulation layer part for carrying out the resuperheating of steam from a turbine.

It differs in a fixed temperature (temperature of steam pulled out), respectively.

Based on this temperature, the diffuser 12 and the amount of aerations from 12" are controlled independently. The method of a control is similar with having demonstrated Figure 1.

In addition, circulation part 9' is used for the temperature control of a fluidized-bed main combustion part, as demonstrated above.

Moreover, the circulation part 9 and 9' are divided into three, respectively.

Each part may be used as a temperature-control part of a steam overheating circulation layer part, a steam reheat circulation layer part, and a fluidized-bed main combustion part. The divided number to carry out can be arbitrarily divided based on the magnitude of a reactor, the steam temperature to need.

In this case, each part does not need to be divided by the partition wall.

In addition, it consists of the membrane wall

のと同様である。なお、循環部 9' は前に説明したように、流動層主燃焼部の温度制御に用いられている。

また、循環部 9 及び 9' を夫々 3 分し、夫々の部分を蒸気過熱循環層部、蒸気再熱循環層部及び流動層主燃焼部の温度制御部として用いてもよく、分割する数は、炉の大きさ、必要とする蒸気温度等に基づいて任意に分割可能である。この場合、夫々の部分を仕切壁によつて区分する必要はない。

なお、図 1 では蒸気過熱循環層部の壁面も自然循環蒸発管で形成されたメンブレンウォールで構成されており、ここにおける伝熱量も蒸気過熱管への熱回収量調節とともに変化する。これは、蒸発量や流動層温度とは関係なく変化する点、好ましいものではないが、層温制御循環層部における熱回収の一部を負担している意味において役立つている。

本発明においては、蒸気過熱循環層部 9 における熱回収量は蒸気の出側温度を制御するために変化させることとなり、いわゆる流動層主燃焼部とは無関係に変動し、結果としてたとえ燃焼物や燃焼量等運転に変化がない場合でも流動層全体の熱収支が変化し、蒸気過熱に用いた熱量の変化に応じて流動層主燃焼部の温度変化がそのままでは生じてしまう。そこで流動層主燃焼部の温度に応じて循環層部における熱回収量をも変化させ流動層主燃焼部の温度変化を抑える方向に制御することで結果的に

on which the wall surface of a steam overheating circulation layer part was also formed with the natural-circulation evaporation pipe in Figure 1.

The amount of heat transfers here also changes with the amount regulation of heat recovery to a steam superheater tube.

Neither evaporation, nor fluidized-bed temperature of this is the point of changing not related, and what desirable.

However, in the implication which is carrying out the burden of a part of heat recovery in a layer temperature control circulation layer part, it is useful.

In order that the amount of heat recovery in the steam overheating circulation layer part 9 may control exit temperature of steam, it is made to change in this invention.

It fluctuates regardless of the so-called fluidized-bed main combustion part.

Even when there is no change in running, such as a burning material and the amount of combustion, even if as a result, the heat budget of the whole fluidized bed changes.

Depending on a change of the quantity of heat used for steam overheating, if the temperature change of a fluidized-bed main combustion part remains as it is, it will be generated.

Then it controls in the direction which the amount of heat recovery in a circulation layer part is also changed depending on the temperature of a fluidized-bed main combustion part, and restrains the temperature change of a fluidized-bed main combustion part. The amount change of heat recovery is supplemented in spite of a change of the amount of heat recovery in a superheated-steam circulation layer part as a result. Temperature of a fluidized-bed main combustion part can be maintained to the desirable temperature area - predetermined temperature.

Therefore, for example, when coal is burnt, generating of the unburnt and carbon monoxide increases rapidly as the temperature of a combustion part falls from the 700 degree C

過熱蒸気循環層部における熱回収量の変化にもかかわらずその熱回収量変化をおぎなつて流動層主燃焼部の温度を所定温度ないし望ましい温度領域に保持することができる。

従つて、例えば石炭を燃焼させる場合、燃焼部の温度が 700°C 前後から低い温度に下がるに従い未燃物や一酸化炭素の発生が急増し、また層内脱硫は 800~850°C に最高効率点があり、脱硫効率は燃焼温度が最高効率点より低くなるにつれて漸減し、逆にそれより高くなるにつれ激減するが、本発明によるときは流動層主燃焼部における温度を最適の温度範囲内に維持するのが容易となり、効率的に燃焼を維持でき発生 SO<sub>x</sub> を低く抑えると共に希望する温度の過熱蒸気を得ることが可能となる。

良好な燃焼による効果を詳述すると次の如くである。

流動層炉においては、燃焼の 50~80% 程度は流動層内で行なわれるが、流動層主燃焼部の温度を最適温度に維持できることから、燃焼効率を高く保持できる。従つて高いボイラ効率を得ることができるのみでなく、生成する灰分も未燃分が少なく安定した少量のものとなる。又、排ガス中の CO の濃度を抑えることができる。

脱硫につき詳述すると次の如くである。

流動層に流動媒体に近い粒径のないしは若干大きな粒径のライムストーンやドロマイト等のカルシウム炭酸塩等の化合物を投入することにより、これらカルシ

order to low temperature.

Moreover the desulfurization in a layer has a best efficiency point in 800-850 degree C.

A desulfurised efficiency is dwindled as the combustion temperature becomes lower than a best efficiency point. Conversely it decreases sharply as it becomes higher than it.

However, when based on this invention, it becomes easy to maintain temperature in a fluidized-bed main combustion part in the optimum temperature range.

The superheated steam of the temperature expected while combustion can be maintained efficiently and generating SO<sub>x</sub> is restrained low can be obtained.

If the effect by favourable combustion is explained in full detail, it will come out as follows

In a fluidized-bed reactor, it is carried out within a fluidized bed 50 to about 80% of combustion.

However, since temperature of a fluidized-bed main combustion part can be maintained to an optimal temperature, a combustion efficiency can be maintained highly.

Therefore it becomes a small amount of thing in which it not only can obtain a high boiler efficiency, but the unburnt matter was stabilized few by the ash content to form.

Moreover, the concentration of CO in a waste gas can be restrained.

It is as follows if a desulfurization is explained in full detail.

Compounds, such as calcium carbonate, such as lime stone of the particle size near a bed material or a particle size big a little and dolomite, are thrown into a fluidized bed. These calcium compound causes decarboxylation reaction within a fluidized bed. It reacts with the formation SO<sub>x</sub> by oxidation of the sulphur content which activates and is contained in a burning material.

It is the desulfurization in the so-called layer which carries out fixed de-sulphurisation at a plaster stone etc. the deed in terms of the high effect. Accordingly, it becomes the waste-gas SO<sub>x</sub> concentration with the amount low at least of injection calcium. While reducing public



ウム化合物が流動層内で脱炭酸反応を起し活性化して燃焼物に含まれる硫黄分の酸化による生成  $\text{SO}_x$  と反応して、石膏等に固定脱硫するいわゆる層内脱硫を高効的に行いうるので投入カルシウム量が少なくても低い排ガス  $\text{SO}_x$  濃度となり公害を軽減すると同時に、カルシウム費用が灰の生成量を小さいものとすることができる。

さらに、総括伝熱係数は従来の排ガス中におかれた蒸気過熱器が  $40\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  と低いのに対して、流動媒体層内であるために  $80 \sim 200\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  前後と、2～5倍となり、加熱源も  $800^\circ\text{C}$  前後の温度をもつ流動媒体であり、温度差を運転条件にかかわらず大きくかつ安定して確保でき、従つて所定伝熱面積は  $1/2 \sim 1/10$  程度ですむことになる。

また、部分負荷運転を行なう場合、本発明によれば、循環層部からの熱回収量を部分負荷の割合に応じて散器管供給空気量を削減することにより減小させることによつて流動層温度を最適温度に維持できるため、容易に燃焼物を部分負荷に応じた量に減らすことができる。

従つて、蒸発量ターンダウン比  $20 \sim 30\%$  まですみやかに円滑に無理なく同様の空気比、高いボイラ効率を維持しながら変化させることができる。

この場合、蒸気の流速も当然低下するが、蒸気出口温度がほぼ一定となるよう蒸気過熱循環層部において総括伝熱係数の変化を主体とした熱回収量の減小を

hazard, calcium expense can make the ashy amount of formation small.

Furthermore, the steam superheater of over all heat transfer coefficient set in the conventional waste gas is as low as degree C of  $40\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h}^*$ . On the other hand, since it is in a bed-material layer, it becomes 2-5 increment the degree C order of  $80$  to  $200\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h}^*$ .

It is the bed material in which the source of a heating also has the temperature before and behind  $800$  degree C.

A temperature difference is secured greatly and stably irrespective of service condition.

Therefore a predetermined heating surface is good  $1/2$ - $1/10$ .

Moreover, when performing a partial load operation, according to this invention, the amount of supply airs is reduced the amount of heat recovery from a circulation layer part depending on the proportion of a partial load. Since fluidized-bed temperature can be maintained to an optimal temperature by making it reduce, a burning material can be easily reduced in quantity depending on the partial load.

Therefore, it can be made to change, maintaining a similar air factor reasonable quick smoothly and a high boiler efficiency to  $20$ - $30\%$  of evaporation turndown ratios.

In this case, naturally, the flow velocity of steam also reduces.

However, a diffusion-tube blowing-in air quantity is reduced that a reduction of the amount of heat recovery which made the main body the change of an over all heat transfer coefficient in the steam overheating circulation layer part so that steam outlet temperature might become almost fixed should be obtained, and a flow is weakened.

Therefore, the film coefficient of heat transfer besides a pipe also reduces by a flow becoming weaker simultaneously with a reduction of the inside film coefficient by the flow-velocity reduction of steam.

Therefore, it is avoidable that a bulb temperature approximates the bed-material temperature besides a pipe extremely.

得るべく散気管吹込風量を減小して流動を弱める。従つて、蒸気の流速低下による管内境膜伝熱係数の低下と同時に管外の境膜伝熱係数も流動が弱まることで低下する。そのため、管壁温度は極端に管外の流動媒体温度に近づくことをさけることができる。なお、伝熱層内には、例えば第2図又は第3図に示すようにリボンをひねつたり、コイルをひつぱつたりしたような乱流促進材 27,28 を挿入しておくのが好ましい。これにより、蒸気であつても液体並みの管内境膜伝熱係数とすることができかつ流速減小による管内境膜伝熱係数の低下も小さくてすむ。このため、流動媒体の流動が弱まるとはいつでも反射仕切寄りの部分は管外境膜伝熱係数の低下が遅れることになる。この様に循環層部への供給風量をしばつてゆくときになかなか流動の弱まりにくい部分における、伝熱管には蒸気の過熱の進んでない部分を通すとか、乱流促進を強める、耐熱性の高い材質を用いる、肉厚管を用いるなどの対策も有効である。更に効果的対策としてこの部分の伝熱等への供給蒸気は常に一定量以上流して流動の弱まり易い部分の伝熱管での供給蒸気量を主に加減するようにすれば、伝熱管の温度管理が良好となり寿命を改善することができる。停止時には、管外は全体が固定層の微弱な伝熱量となるために、余熱による微かな発生蒸気だけでも十分管壁を冷却することができる。しかも循環層の保

In addition, it is desirable to insert the turbulence promotion materials 27 and 28 which twisted the ribbon or pulled the coil as shown, for example, in Figure 2 or Figure 3, into a heat-transfer layer.

Thereby, it can use as the inside film coefficient as about the same as the liquid, and even when it is steam, a reduction of the inside film coefficient by the flow-velocity reduction is also small, and ends.

For this reason, although a flow of a bed material becomes weaker, the part of reflective partition slippage will be in a reduction of the film coefficient of heat transfer outside a pipe.

Thus when reducing the supply air quantity to a circulation layer part, the part in the part into which a flow very much seldom becomes weaker in which it has not progressed to a heat exchanger tube in overheating of steam is passed through. Or turbulence promotion is strengthened. A high heat-resistant material is used. A thick pipe is used. The above-mentioned countermeasure is also effective.

Furthermore, as an effective countermeasure, when supply steam, such as the heat transfer of this part, is always passed more than fixed quantity, and it is mainly made to adjust the amount of supply steam in the heat exchanger tube of the part into which a flow tends to become weaker, the temperature management of a heat exchanger tube becomes favourable. A durability is improvable.

At the time of a stop, pipe outside serves as the feeble amount of heat transfers of a fixed bed in the whole. Therefore, at least faint generating steam by remaining heat can cool a tube surface sufficiently.

And since the amount of retention bed materials of a circulation layer is few, it will get cold by heat release even before and after 400-600 degree C by the 1 hour. Therefore, the problem of the management after a stop is eliminated by using stainless-steel type for a material.

As mentioned above, the steam superheater was stated to the example.

However, it is good to also provide a steam

有流動媒体量は少いので、1時間で400～600℃前後にまで放熱で冷えてしまうため、材質にステンレス系のものを用いることにより、停止後の管理の問題はなくなる。

以上、蒸気過熱器を例にのべたが、例えば再熱式タービンへの蒸気供給のためのボイラの場合、蒸気過熱器とともに蒸気再熱器も設けるとよい。

この場合蒸気再熱器も蒸気過熱器と同様であるが、循環層部を流動層主燃焼部の温度制御部、蒸気過熱部、蒸気再熱部の3つの部分に分け、それぞれの部分の流動化（散気）ガス供給を独立させて各々に流動化ガス量調節機構を設けて流動層主燃焼部温度、過熱器出口蒸気温度、再熱器出口蒸気温度によつて各々の部分への流動化（散気）ガス吹込風量を調節するとよい。蒸気過熱循環層部や蒸気再熱循環層部での熱回収量の変動しても流動層主燃焼部の温度制御用循環層部によつて流動層主燃焼部の温度を介して補う形で熱回収量を調節するため、流動層主燃焼部においては常に適切な温度を保持しながら運転を継続することができる。

#### 【発明の効果】

以上の様に本発明によれば、流動層温度を制御しながら次の事が可能となる。

- ・ 過熱器又は再熱器の伝熱面積を従来の1/2～10程度とすることができる。
- ・ 過熱器又は再熱器への伝熱量を調節して蒸気過熱温度を常

reheater with a steam superheater, for example, in the case of the boiler for steam supply to a reheat-type turbine.

In this case the steam reheater is the same as that of a steam superheater.

However, a circulation layer part is divided into the three part of the temperature-control part of a fluidized-bed main combustion part, a steam hot spot, and a steam reheat part.

It is good to make fluidization (aeration) gas supply of each part be independent, to provide a fluidization gas-quantity regulation device to each, and to adjust the fluidization (aeration) gas blowing-in air quantity to each part by fluidized-bed main combustion part temperature, the superheater outlet steam temperature, and the reheater outlet steam temperature.

Even when it fluctuates the amount of heat recovery in a steam overheating circulation layer part or a steam reheat circulation layer part, the amount of heat recovery is adjusted in the form supplemented through the temperature of a fluidized-bed main combustion part by the circulation layer part for temperature controls of a fluidized-bed main combustion part. Therefore, the running is continuable, maintaining temperature always suitable in a fluidized-bed main combustion part.

#### 【Effect of the invention】

According to this invention, the following thing is made as mentioned above, controlling fluidized-bed temperature.

\* The heating surface of a superheater or a reheater can be made into about 1/2- 1/10 of the conventional.

\* The amount of heat transfers to a superheater or a reheater is adjusted, and steam overheating temperature can be



に設定値に近い範囲に保持できる。このため減温器が不要となり、また必要以上に高い温度にさらす不安がなくなつて過熱器又は再熱器の寿命がのびる。

従つて、過熱器又は再熱器の補修費を小さなものとすることができる。さらに、循環層においては、下降する流動媒体の流れの中に伝熱面があることから、弱い流動—移動層であつても伝熱面周面に流動媒体の動かぬ部分は生じにくく、従つてスケーリングやデポジットの生成もほとんどなく熱回収量の経時変化はないといつてよい。従つて、いたずらにスケール等による伝熱の低下を考慮して伝熱面積に余裕を持たせたりする必要はなく、また都市ごみ等スケーリングやデポジットを生成し易い燃焼物のボイラにも容易に過熱器ないし再熱器を設けることができる。このため、この様なものを対象とした設備におけるタービン効率を大巾に改善し、発電量を増加することができる。従つて、熱回収部を燃焼部より独立させた層内型循環型流動層ボイラの実用上化において単に熱回収を蒸気で行つたというにとどまらない、多大で多方面にわたる効果を生じ、本発明の意義は大であるといえる。

#### 【図面の簡単な説明】

第1図は本発明の流動層ボイラの蒸気温度制御装置の一実施例を示す図、第2図及び第3図は

maintained in the range always near a setting.

For this reason a desuperheater becomes unnecessary.

Moreover the misgiving exposed to temperature high beyond the need is eliminated, and the durability of a superheater or a reheater is extended.

Therefore, let the repair cost of a superheater or a reheater be a small thing.

Furthermore, in a circulation layer, it is hard to produce the part by which a bed material does not move to a generating-surface circumferential-face from a generating surface being in the flow of the bed material which descends even when it is a weak flow-moving bed. Therefore there is almost also no formation of a scaling or a deposit and it may say that there is no variation in time course of the amount of heat recovery.

Therefore, a reduction of the heat transfer by the scale etc. does not need to be considered in vain, and allowances do not need to be given to a heating surface. Moreover the reheater - a superheater can be easily provided also to the boiler of the burning material which tends to form scalings, such as a municipal solid waste, and a deposit.

For this reason, the turbine efficiency in an installation which made such a thing objective is improved sharply.

The amount of electric power generation can be increased.

Therefore, in utilisation of the layer inner-type circulation type fluidized-bed combustion device which made the heat-recovery part be independent from a combustion part, steam only performed heat recovery. Also the effect of crossing seriously and in many fields is produced.

It can be said that the meaning of this invention is large.

#### [BRIEF EXPLANATION OF DRAWINGS]

Figure 1 is a figure showing one Example of the steam-temperature controller of the fluidized-bed combustion device of this invention. Figure 2 and Figure 3 are figures showing the

伝熱管内に挿入する乱流促進材を示す図、第4図は流動化質量速度 (Gmf) と伝熱係数及び摩耗速度の関係を示す図、第5図及び第7図は本発明の改善の対象となつた旋回流型流動床式熱回収装置の一実施例を示す全体の縦断面図、第6図は第5図のボイラ室のA-A線における矢視図、第8図は熱回収室の流動空気量 (Gmf) と熱回収室に循環される流動媒体循環量との関係を示す図、第9図は熱回収室の散気ガス風量 (Gmf) と下降移動層沈降速度の関係を示す図、第10図は熱回収室下部の開口部に設けた仕切りを説明するための断面図、第11図は第10図のD-D線における矢視図、第12図、第13図、第14図、第15図及び第16図は、夫々本発明の改善の対象となつた旋回流型流動床式熱回収装置の他の実施例を示す全体の断面図、第17図は第13図乃至第16図に示す実施例における熱回収室の伝熱管並びに散気装置を説明するための図面、第18図は同水管の垂直部分、及び開口部の配列を説明するための図面、第19図、第20図及び第21図は、散気装置の設置状態及び該散気装置に設けられたガス噴出口の開口の状態を説明するための図面、第22図、第23図及び第24図は、夫々第19図、第20図及び第21図に示す如き散気装置を設けた場合における開口Bからのガス質量速度と開口A、B、Cからのガス質量速度の関係を示す図面、第25図、第26図及び第27図は、夫々第19図、第

turbulence promotion material inserted within a heat transfer. Figure 4 is a figure showing the relationship of the fluidization mass velocity (Gmf), a heat transfer rate, and a wear rate. Figure 5 and 7 is entire cross-sectional charts showing one Example of the rotational-flow type fluidized-bed-type heat recovery equipment which became objective of improvement of this invention. Figure 6 is an arrow figure in the A-A of the boiler room of Figure 5. Figure 8 is a figure showing the relationship of the flow air capacity (Gmf) of a heat recovery chamber, and the bed-material circulating load which a heat recovery chamber circulates. Figure 9 is a figure showing the relationship of the aeration gas air quantity (Gmf) of a heat recovery chamber, and the descent moving-bed settling velocity. Figure 10 is a sectional drawing for demonstrating the partition provided to the opening of the heat-recovery-chamber lower part.

Figure 11 is an arrow figure in D-D line of Figure 10. Figure 12, Figure 13, and Figure 14, 15, and 16 are entire sectional drawings showing the other Example of the objective-respectively rotational-flow type fluidized-bed-type heat recovery equipment of improvement of this invention. Figure 17 is a drawing for demonstrating the heat exchanger tube and the diffuser of a heat recovery chamber in the Example shown in Figure 13 or 16. Figure 18 is a drawing for demonstrating the sequence of the vertical part of said water pipe, and a opening. Figure 19, 20, and 21 is the drawings for demonstrating the state of the opening of the blow-of-gas opening provided to the installation state and this diffuser of a diffuser. Figure 22, 23, and 24 is drawings in which the relationship of the gas mass velocity from opening B at the time of providing the diffuser which is shown in Figure 19, 20, and 21, respectively, and the gas mass velocity from openings A, B, and C is shown. Figure 25, 26, and 27 is drawings in which the correlation of the mass velocity of gas which blows off from each jet nozzle at the time of providing the diffuser which is shown in Figure 19, 20, and 21, respectively, is shown. Figure 28 is a drawing in which the relationship

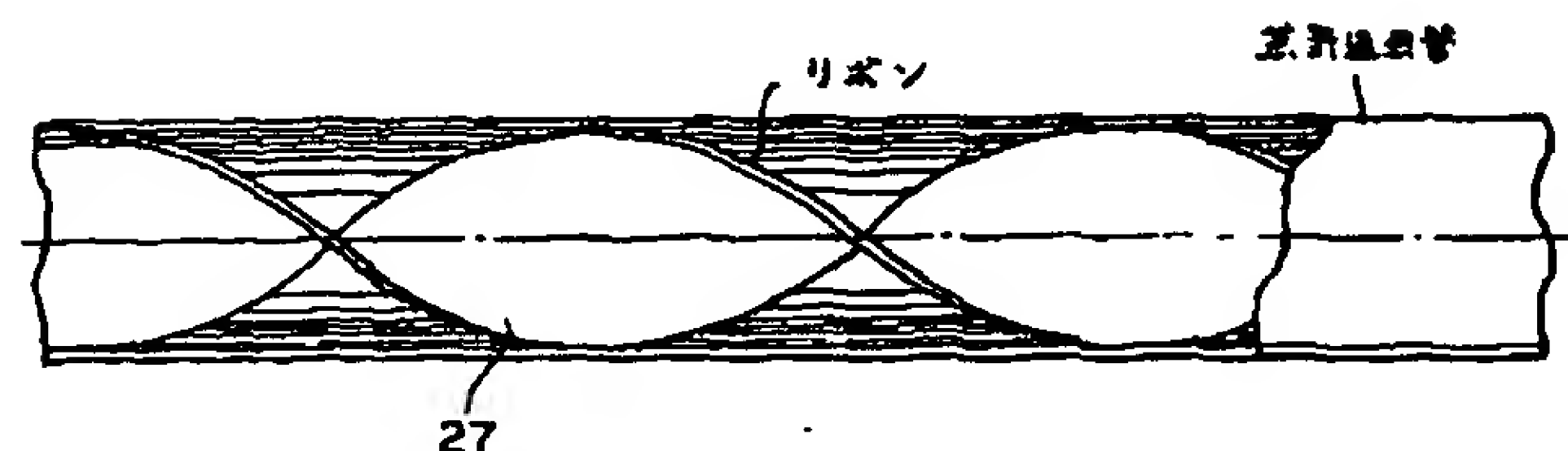
20 図及び第 21 図に示す如き散気装置を設けた場合における各噴出口から噴出されるガスの質量速度の相関関係を示す図面、第 28 図は散気装置を水平に設け、且つ噴出口を均一に設けた場合と、第 21 図に示す如き散気装置を設けた場合における平均散気ガス質量速度と平均伝熱量との関係を示す図面、第 29 図は熱回収室平均散気ガス量と伝熱係数との関係を示す図面、第 30 図は循環層部を 2 つに区分して使用する場合を説明するための図面である。

1,51.....炉、2,52.....分散板、  
 4,5,6,54,55,56,56' ..... 空気室、8,58..... 反射壁仕切、  
 9,59.....循環層部（熱回収部）、  
 12,12' ,62..... 散気装置、  
 13,63..... 開口部、  
 15,15' ,65..... 伝熱管、  
 21,25..... 温度測定器、  
 22,26..... 温度制御器、  
 24,27.....流量調設ダンパ

of the mean aeration gas mass velocity and the amount of mean heat transfers the case where provided the diffuser horizontally and a jet nozzle is provided uniformly, and at the time of providing the diffuser which is shown in Figure 21 is shown. Figure 29 is a drawing in which the relationship of heat-recovery-chamber average aeration gas quantity and a heat transfer rate is shown. A 30th figure is a drawing for demonstrating the case where a circulation layer part is divided and used for two.

1 and 51..... reactor, 2 and 52..... distributor, 4, 5, 6, 54, 55, 56, 56'..... air chamber, 58..... reflective wall partition, 9, 59..... circulation layer part (heat-recovery part), 12, 12', 62..... diffuser, 13, 63..... opening, 15, 15', 65..... heat exchanger tube, 21, 25..... thermometry device, 22, 26..... temperature-control device, 24, 27..... flow-regulation damper [Figure 2]

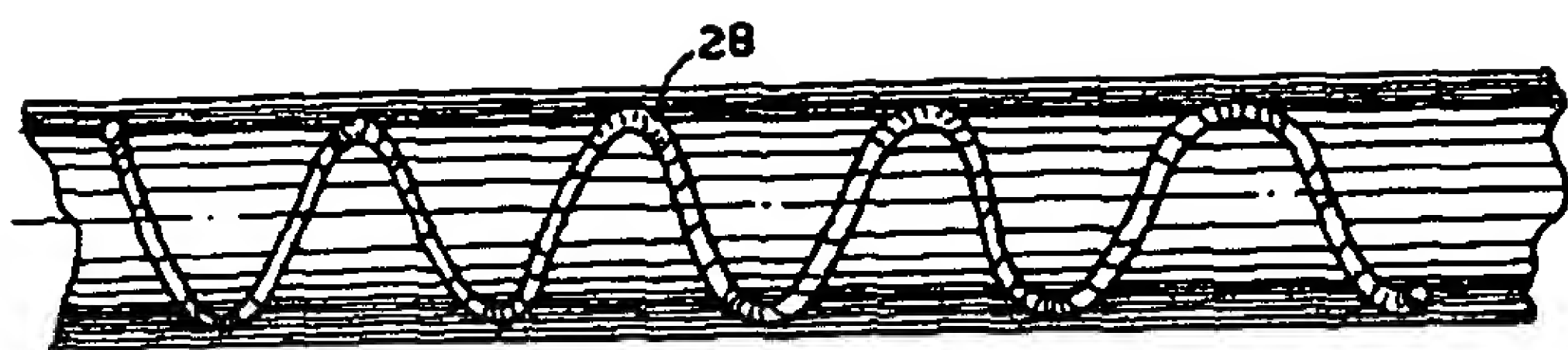
【第 2 図】



【第 3 図】

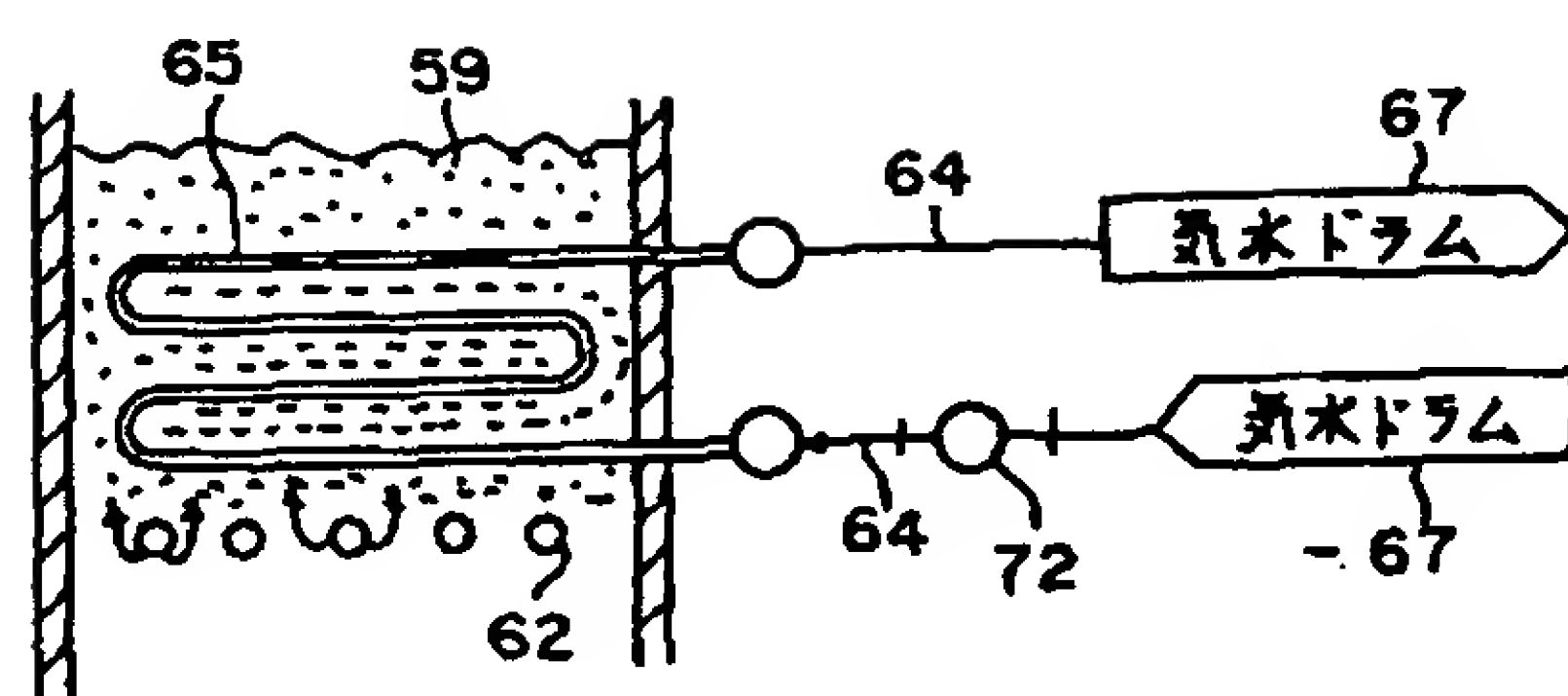
[Figure 3]





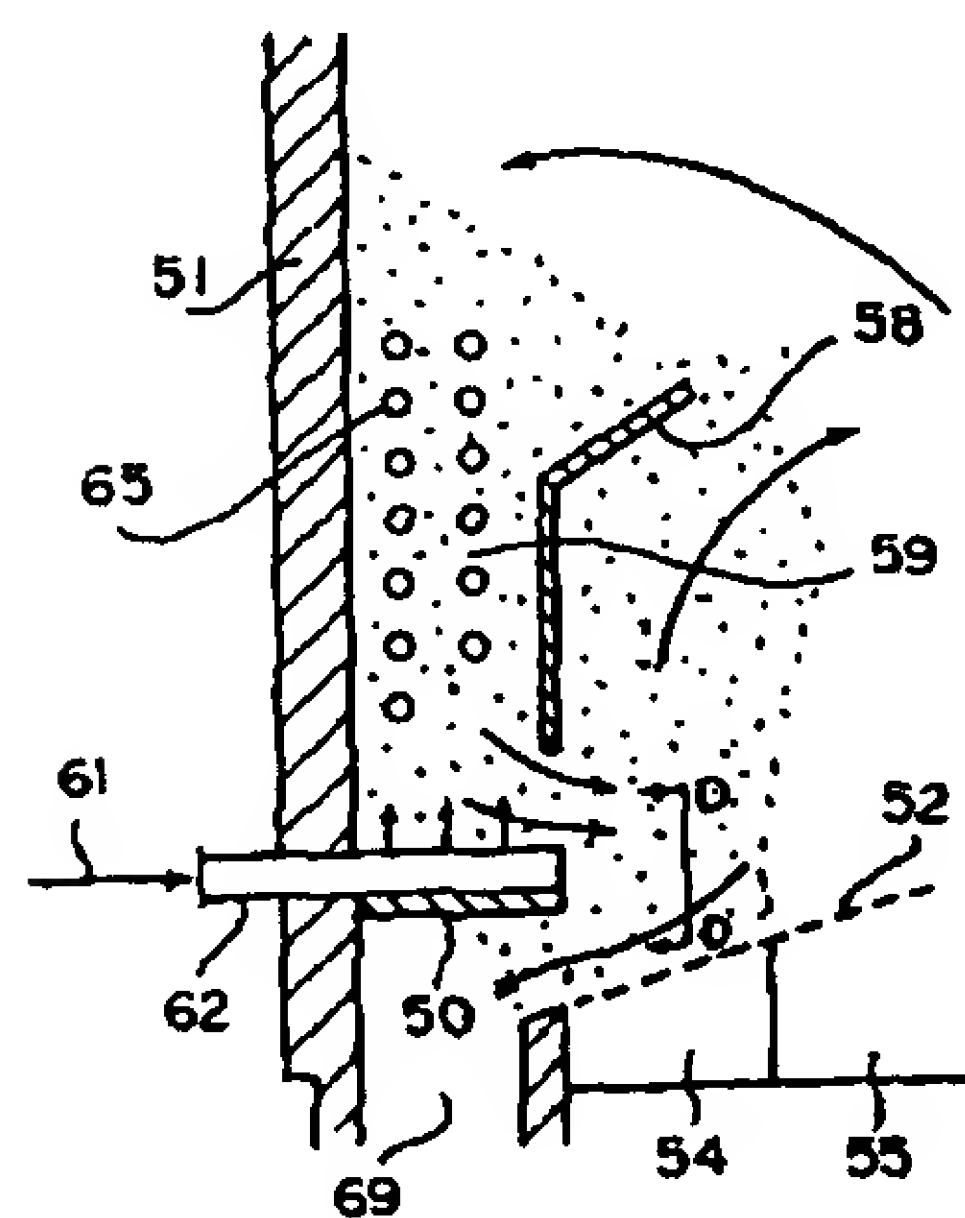
【第 6 図】

[Figure 6]



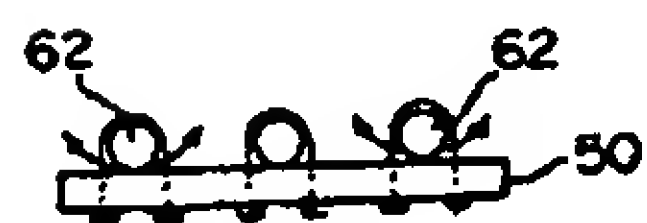
【第 10 図】

[Fig. 10]



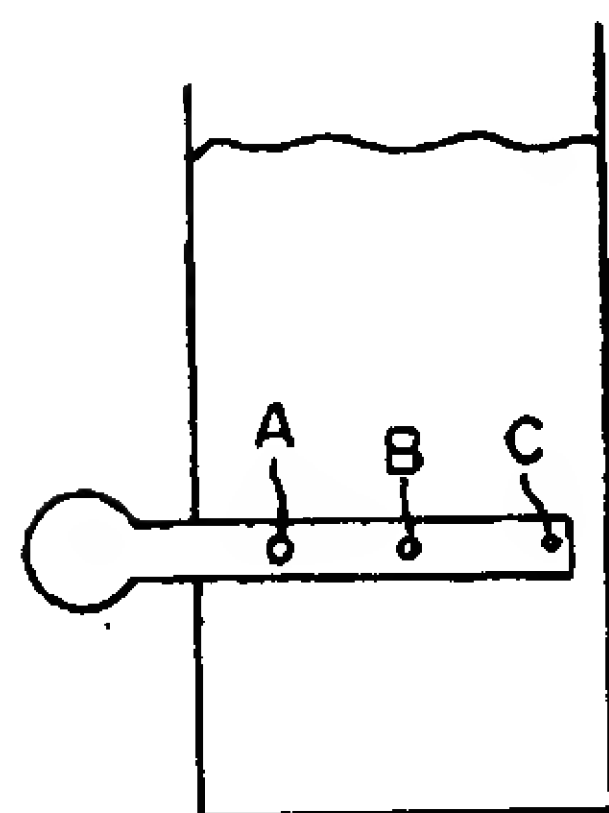
【第 11 図】

[Fig. 11]



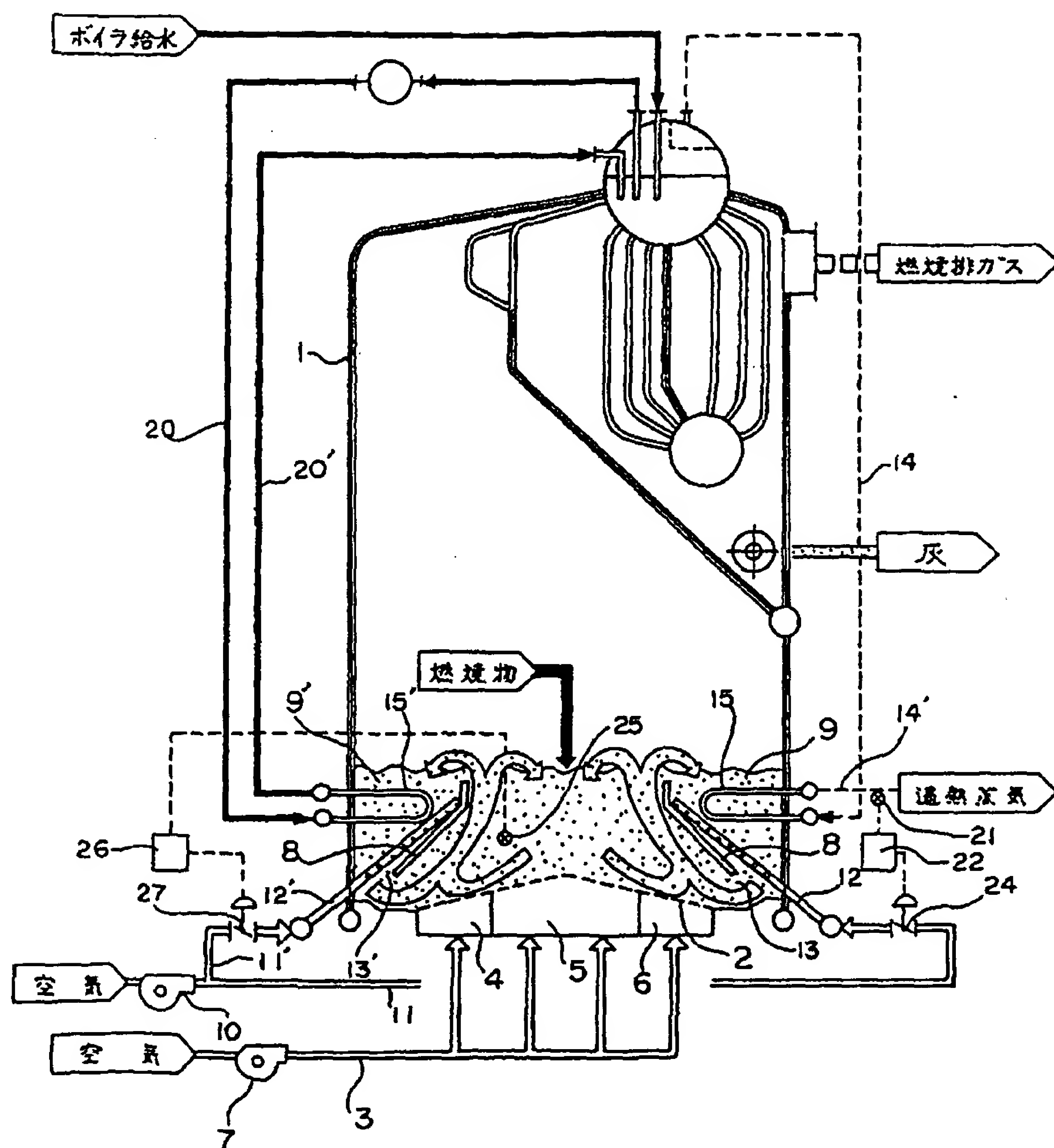
【第 19 図】

[Fig. 19]



【第 1 図】

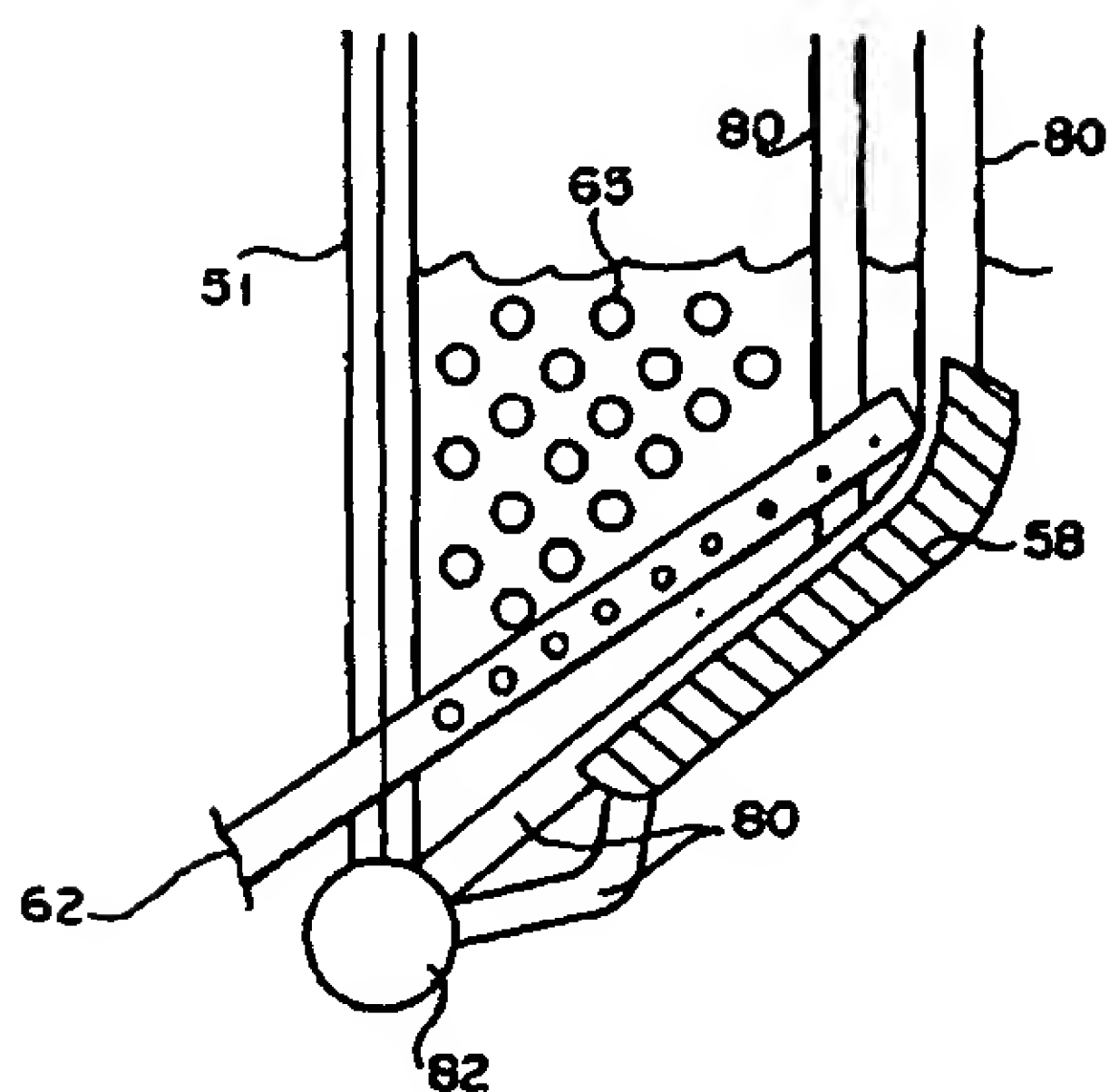
[Fig. 1]



【第17図】

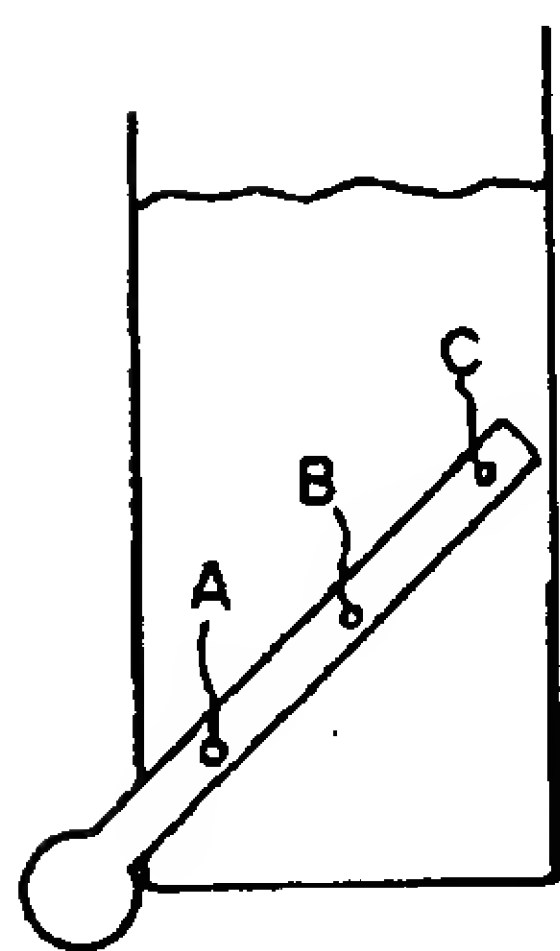
[Fig. 17]





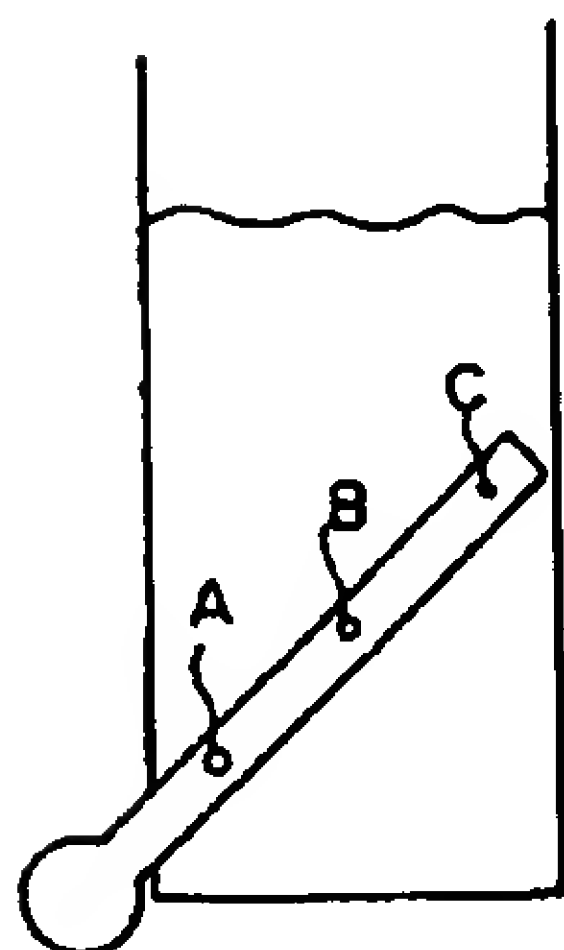
【第 2 0 図】

[Fig. 20]



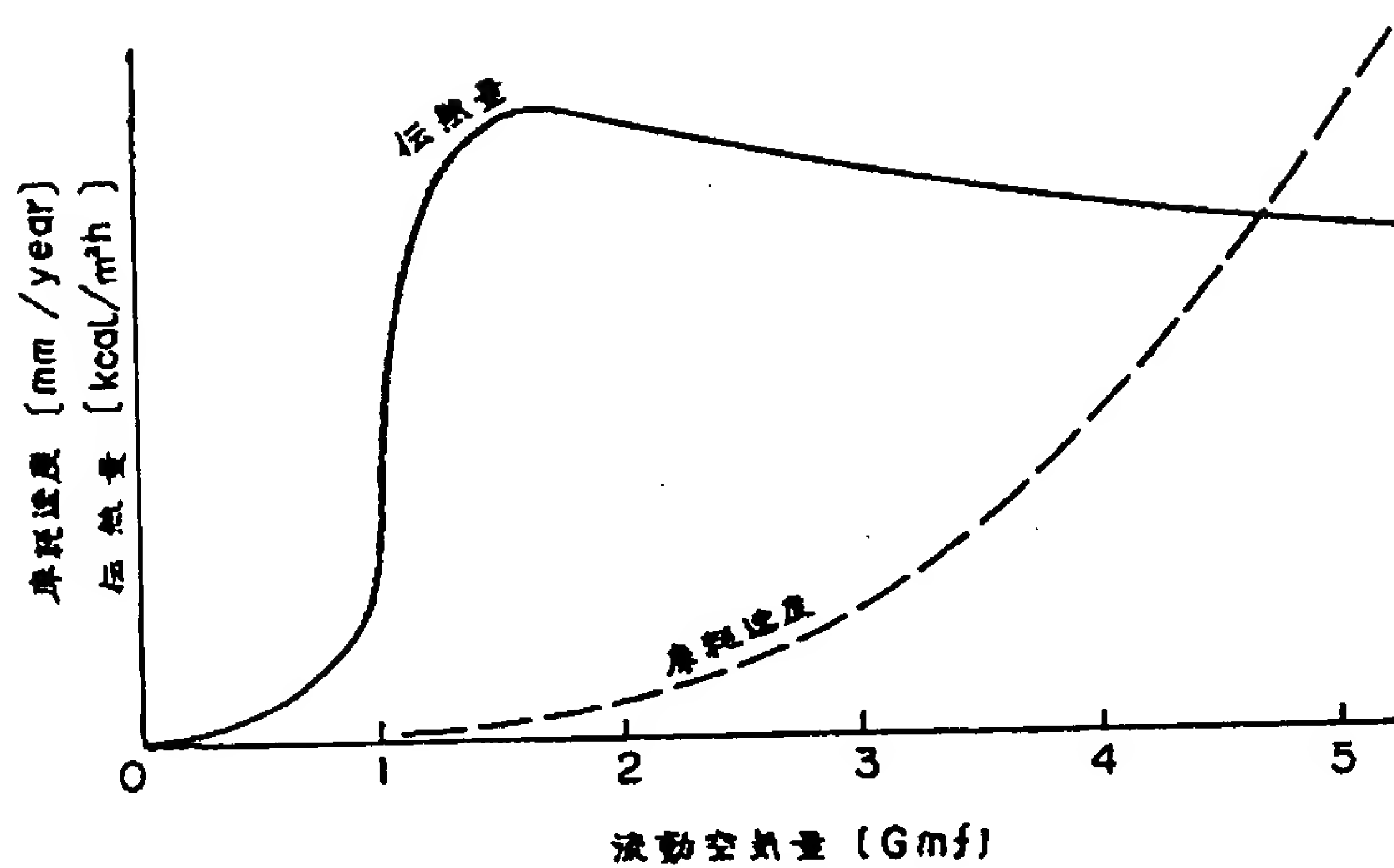
【第 2 1 図】

[Fig. 21]



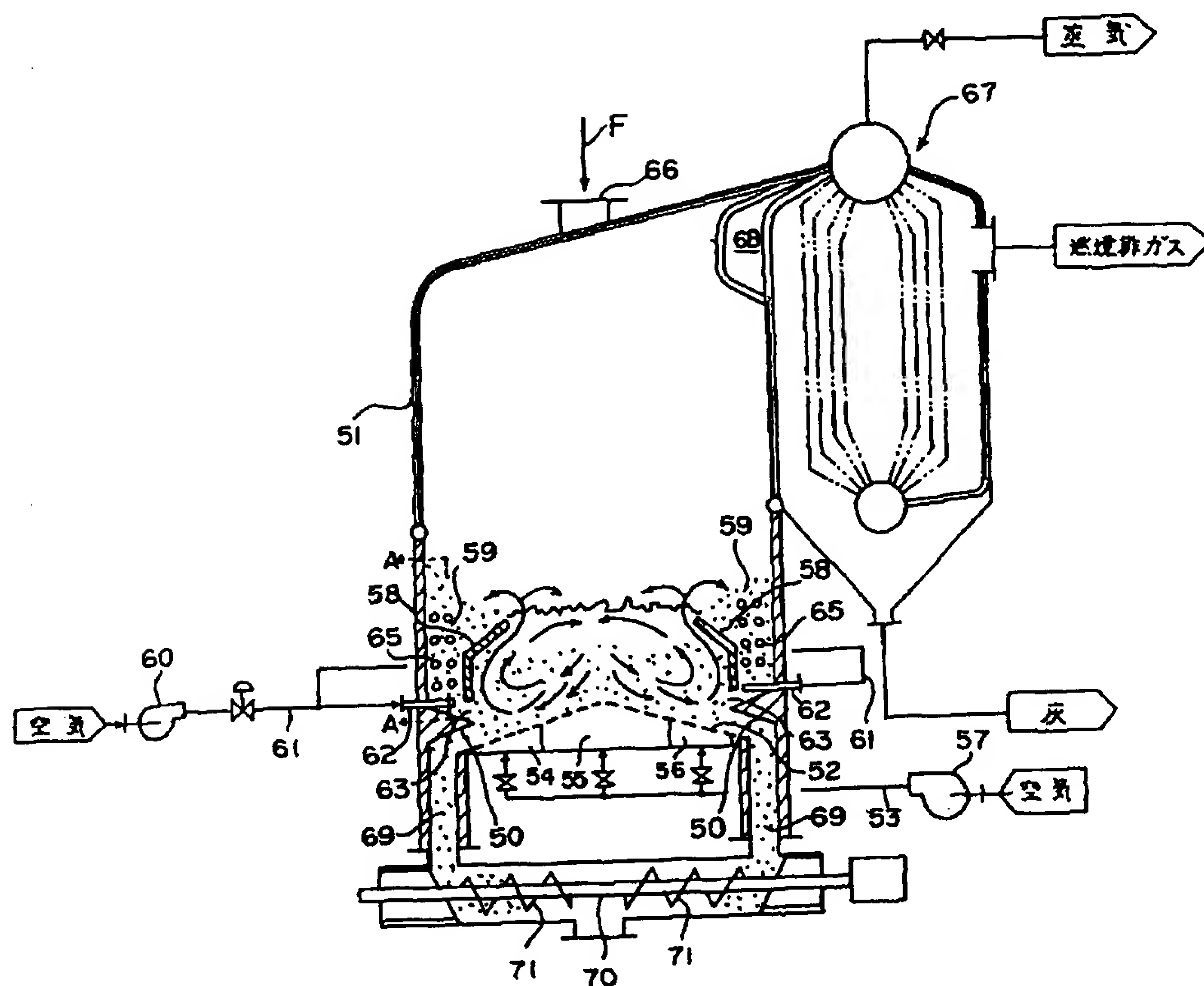
【第4図】

[Fig. 4]



【第5図】

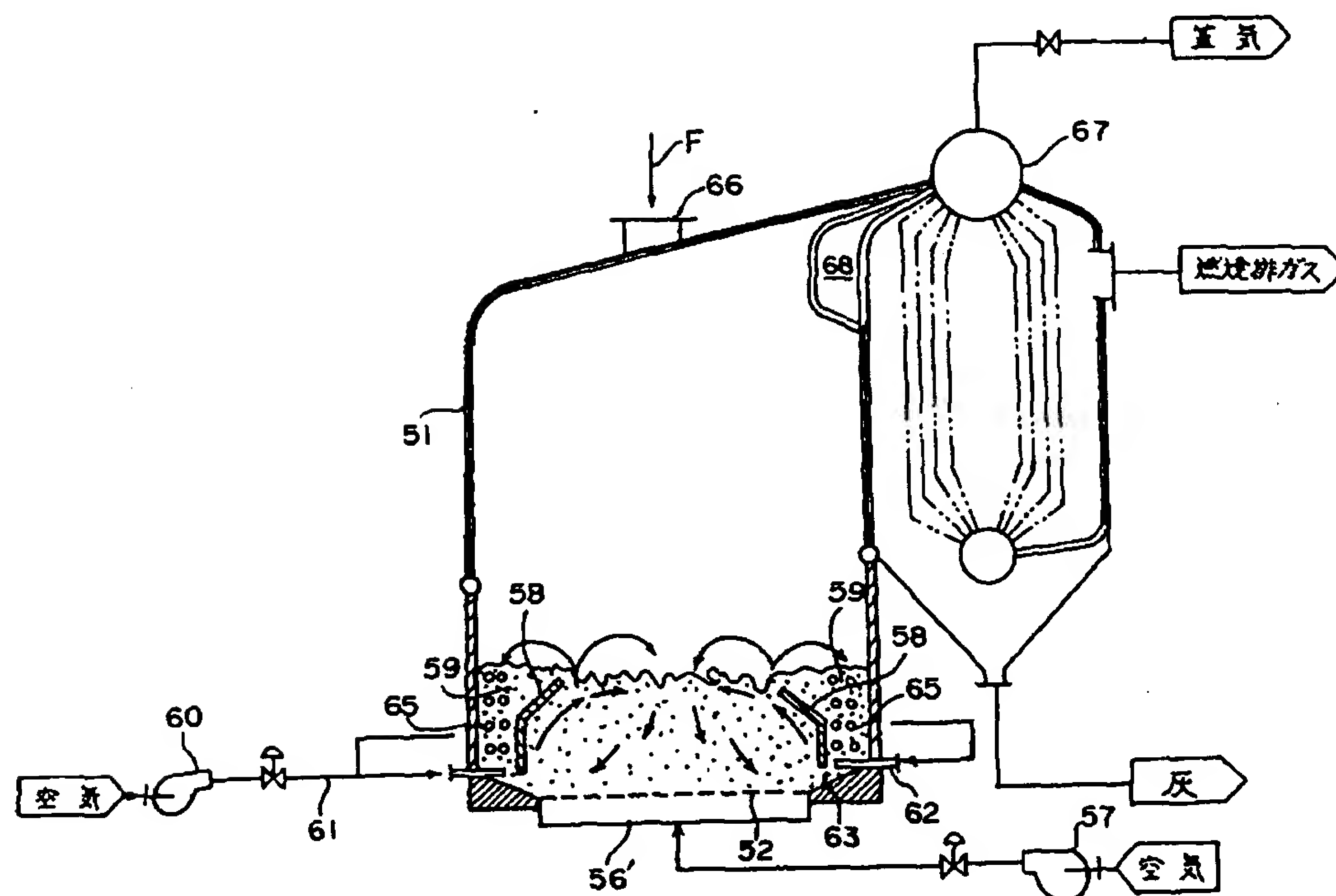
[Fig. 5]



【第7図】

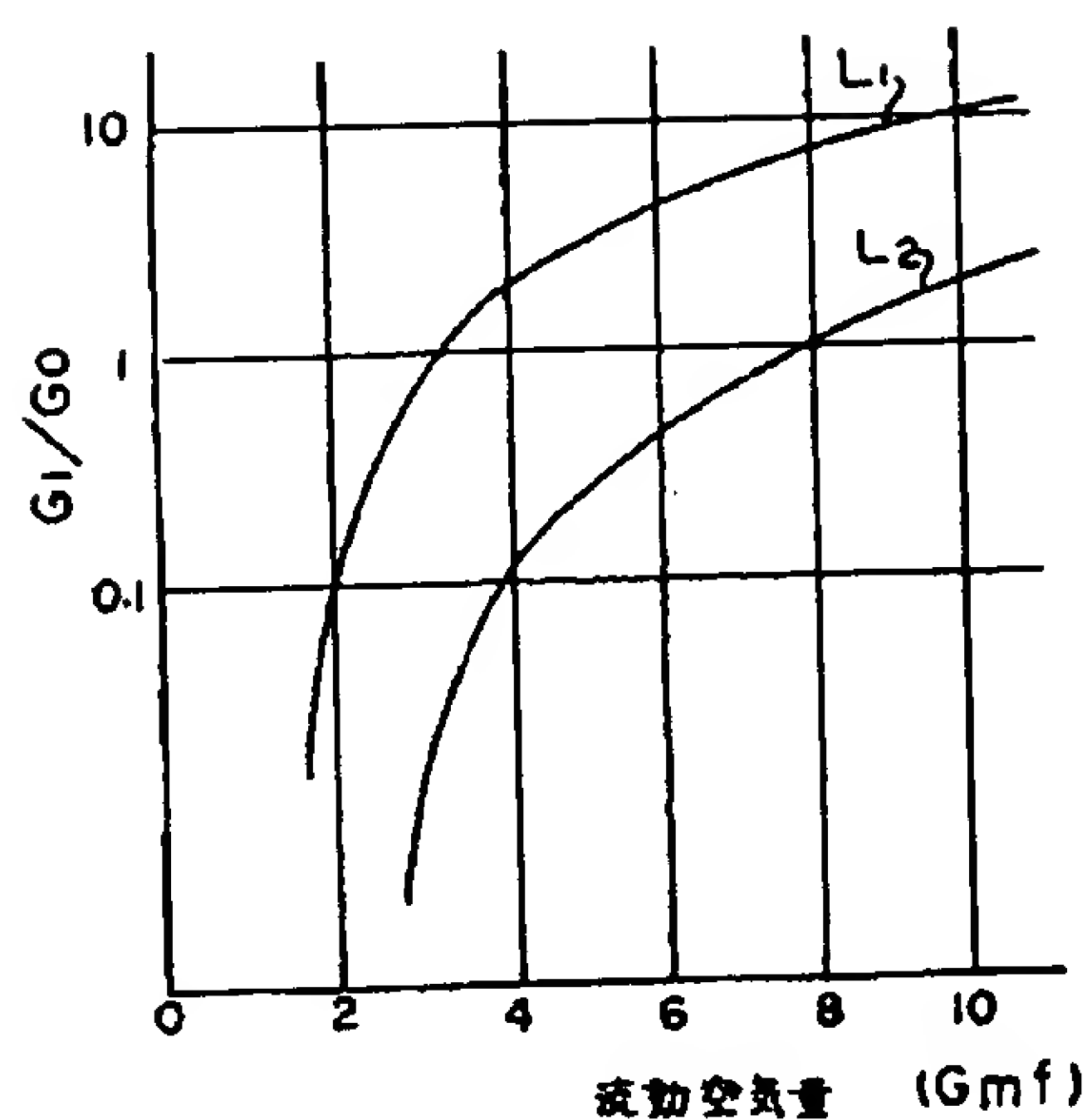
**[Fig. 7]**





【第8図】

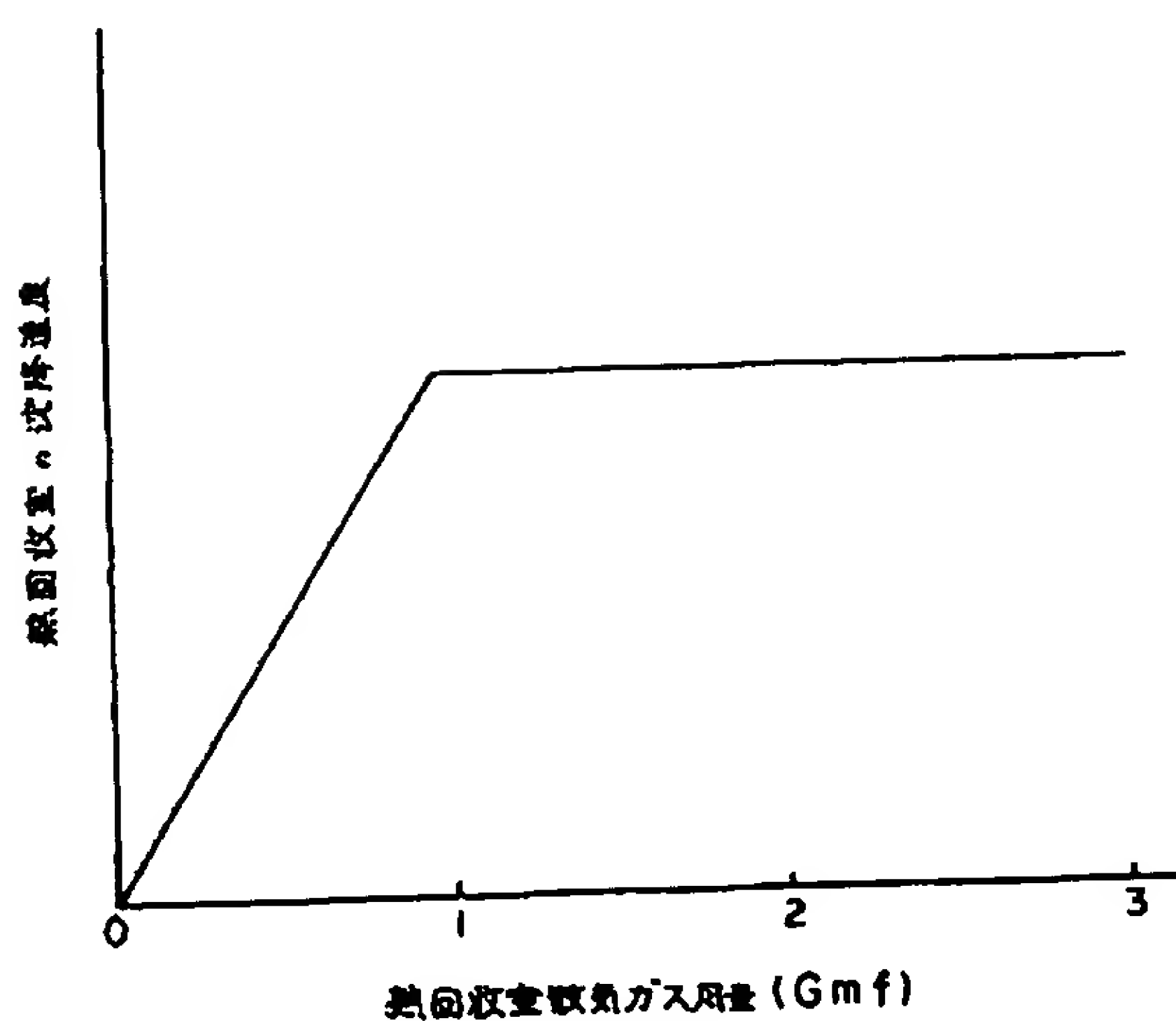
[Fig. 8]



注: Gmf は最良流動化速度  
 $G_1$  は流動媒体循環量  
 $L_1$  は流動層高が流動空気を吹き込まない状態では切替上端まである場合  
 $L_2$  は流動空気を吹き込む状態では切替上端まである場合  
 $G_0$  は  $L_1$  の場合の流動空気量 3 Gmf における流動媒体循環量

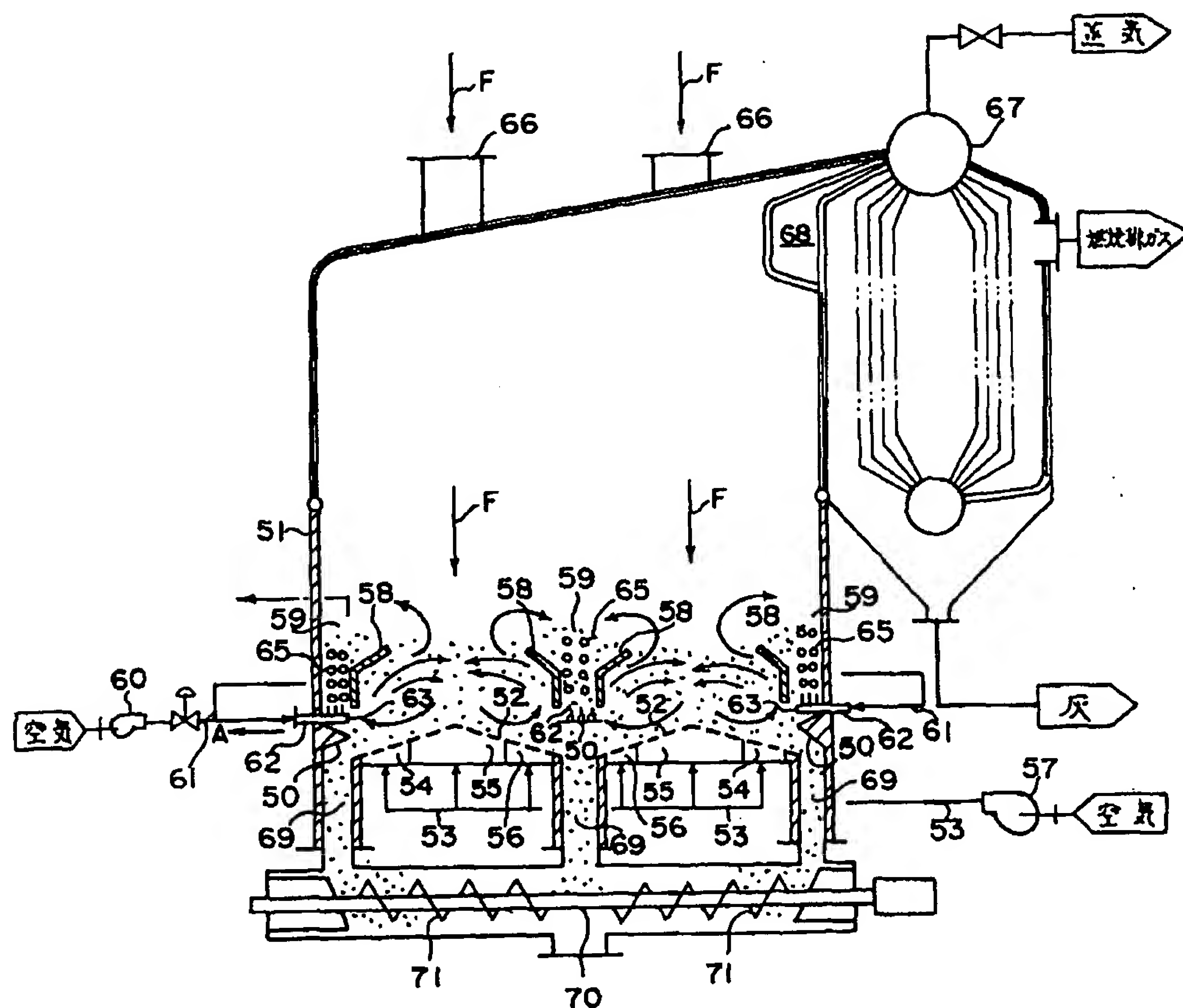
【第9図】

[Fig. 9]



【第12図】

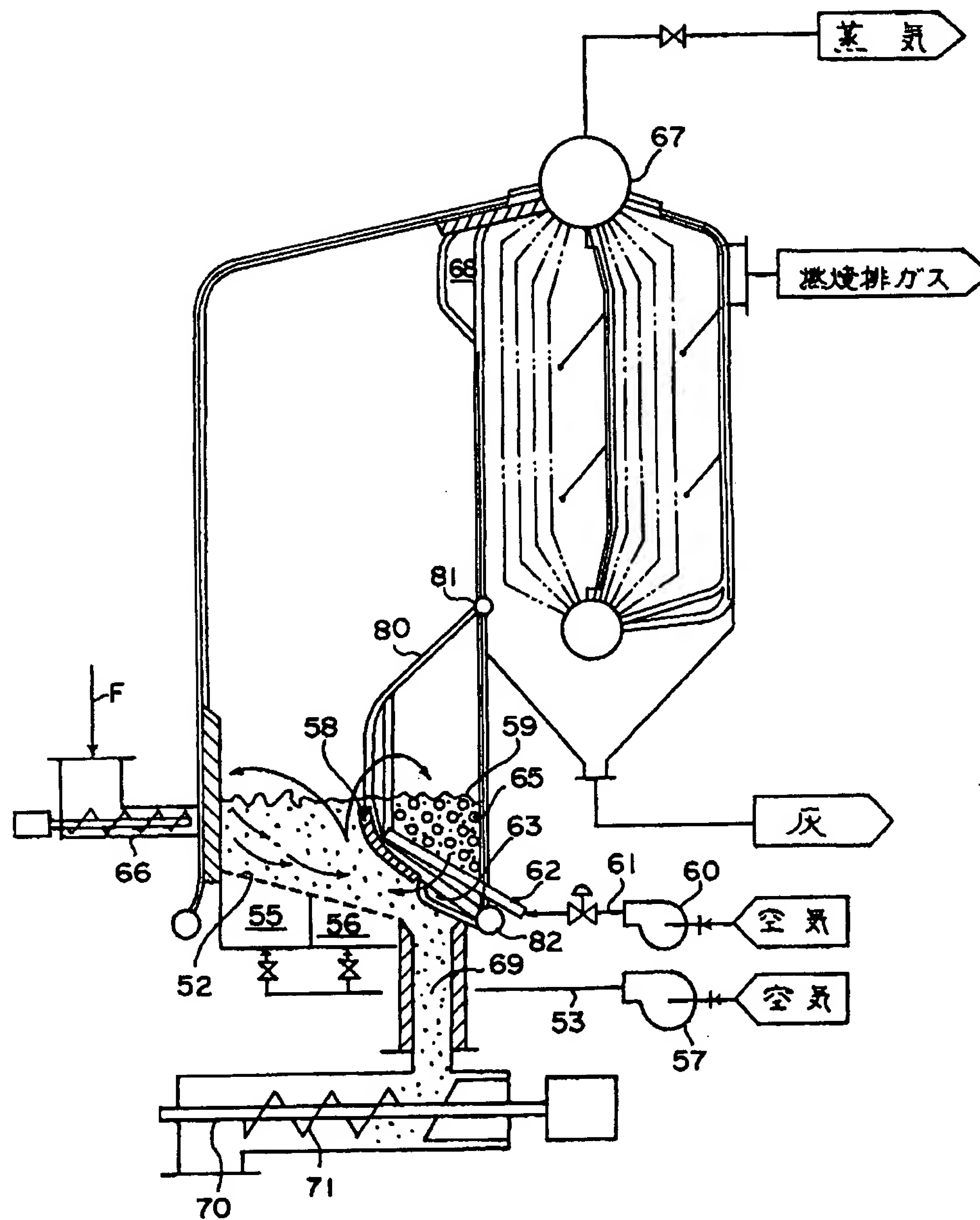
**[Fig. 12]**



【第 13 図】

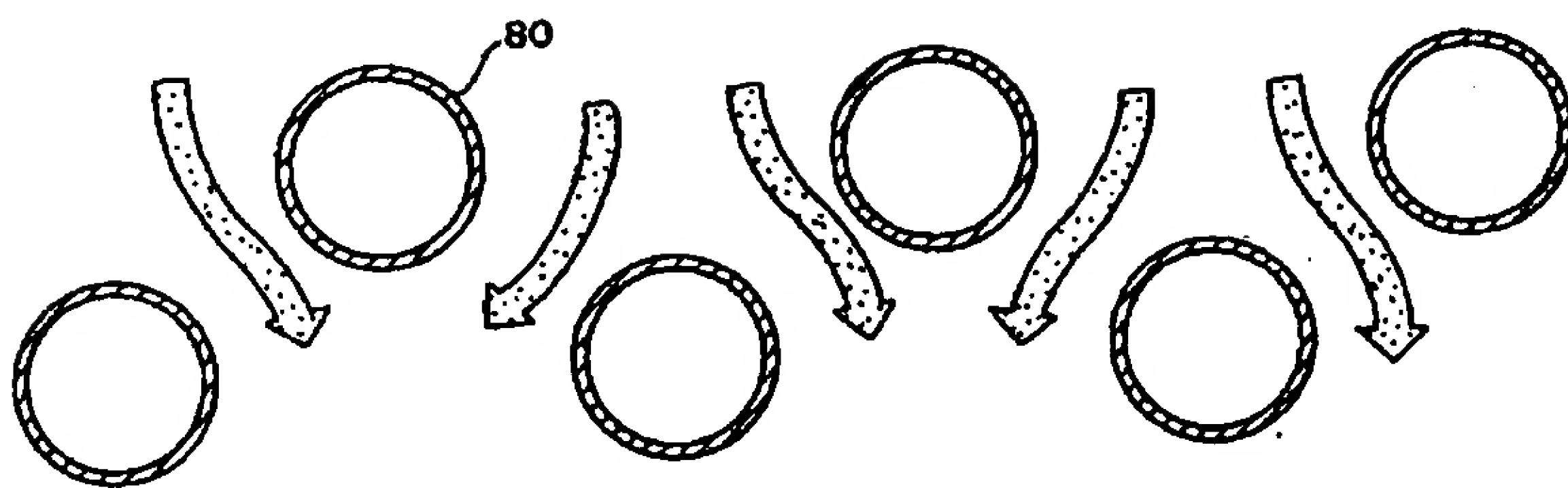
**[Fig. 13]**





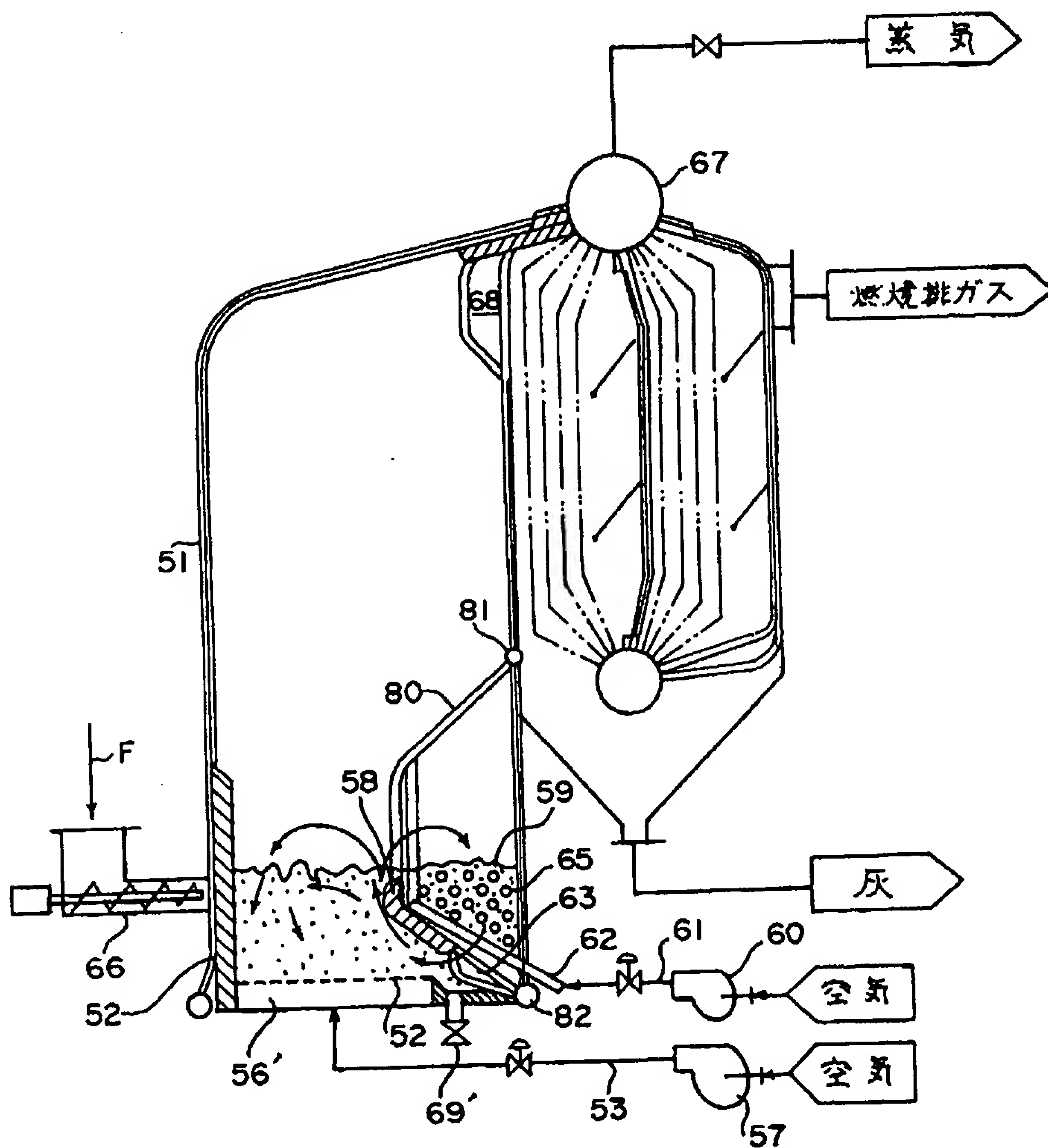
【第18図】

[Fig. 18]



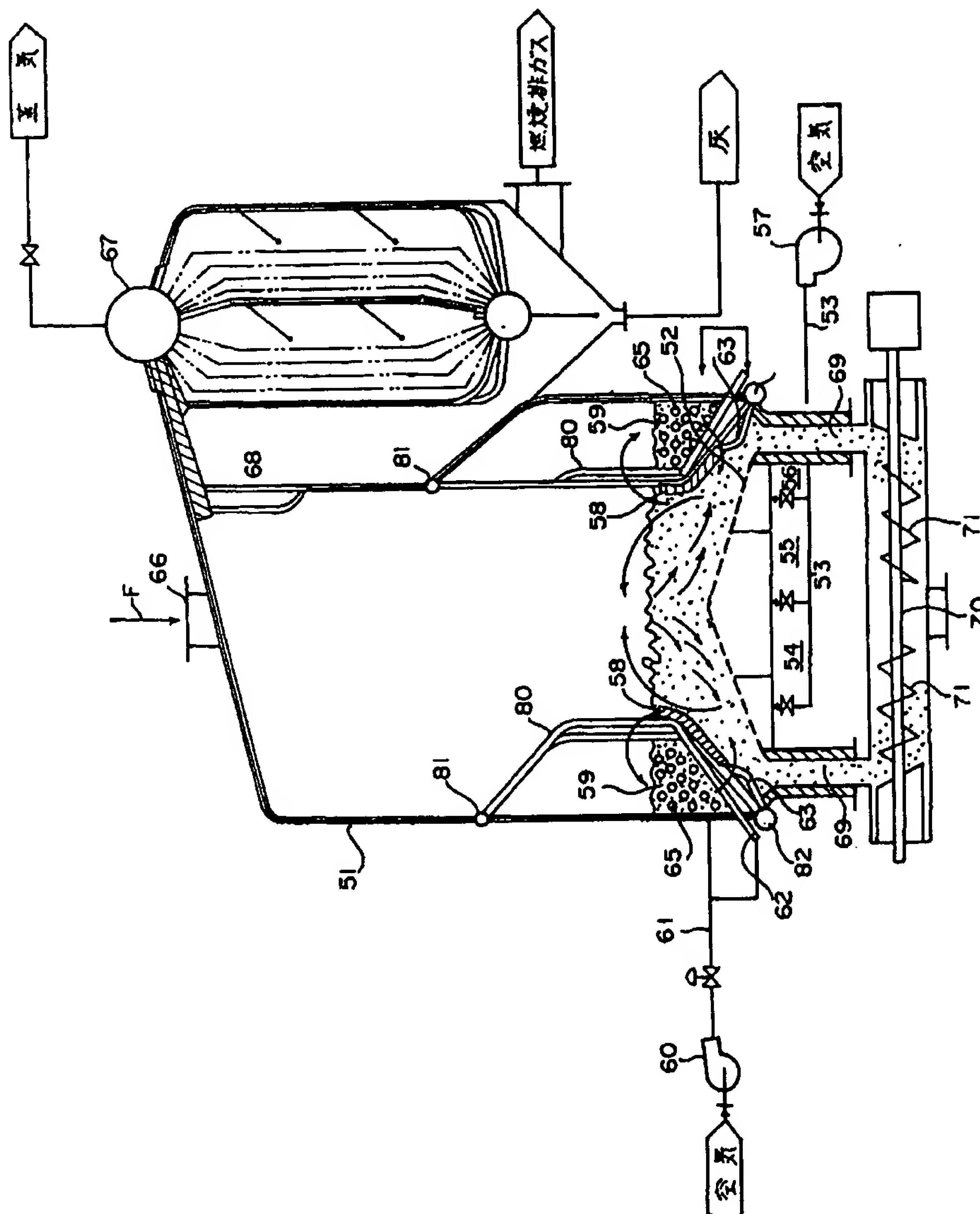
【第14図】

[Fig. 14]



【第15図】

[Fig. 15]



【第16図】

[Fig. 16]



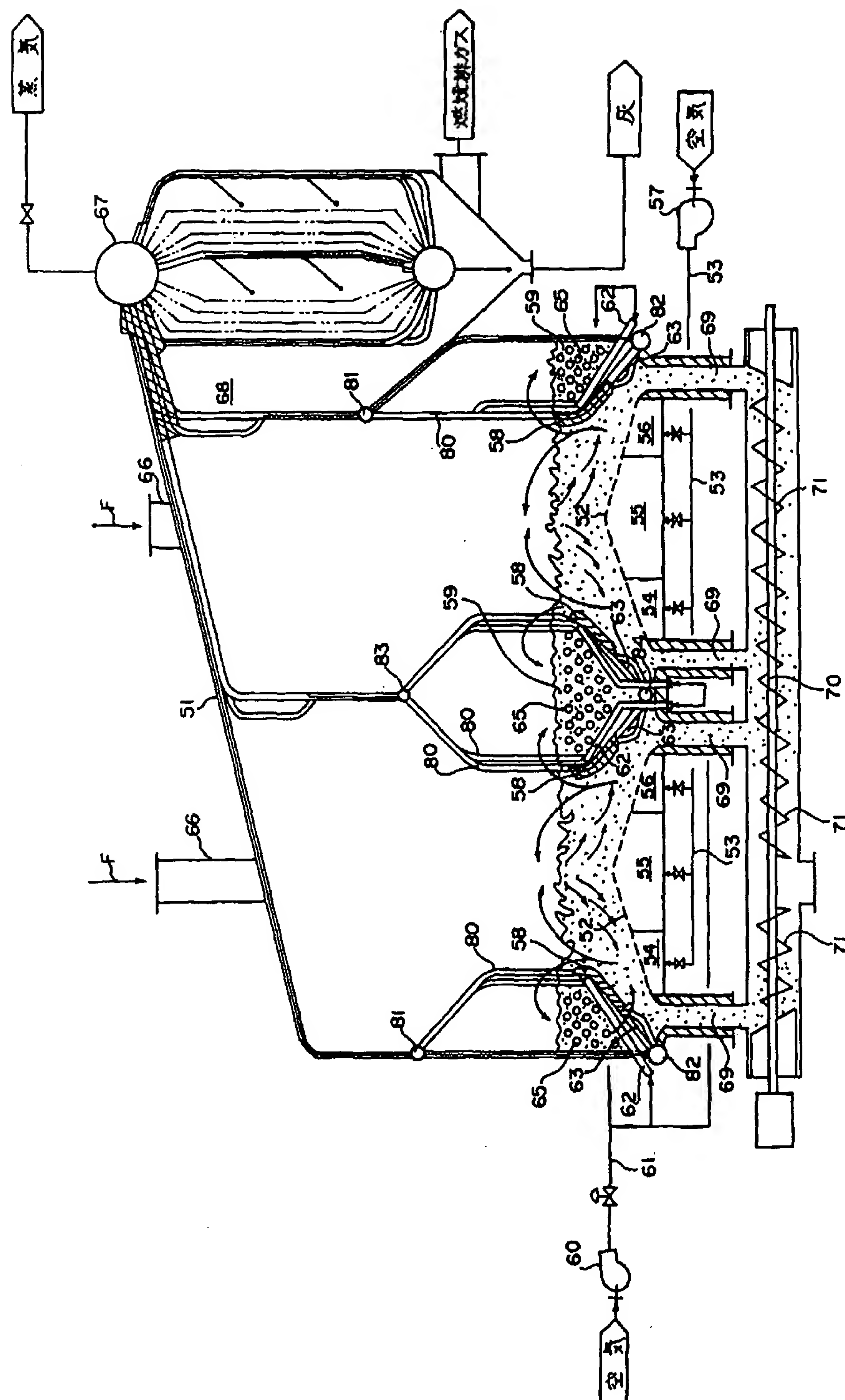
JP7-56362-B2

**DERWENT**  
—★—™  
**THOMSON SCIENTIFIC**

01/07/04

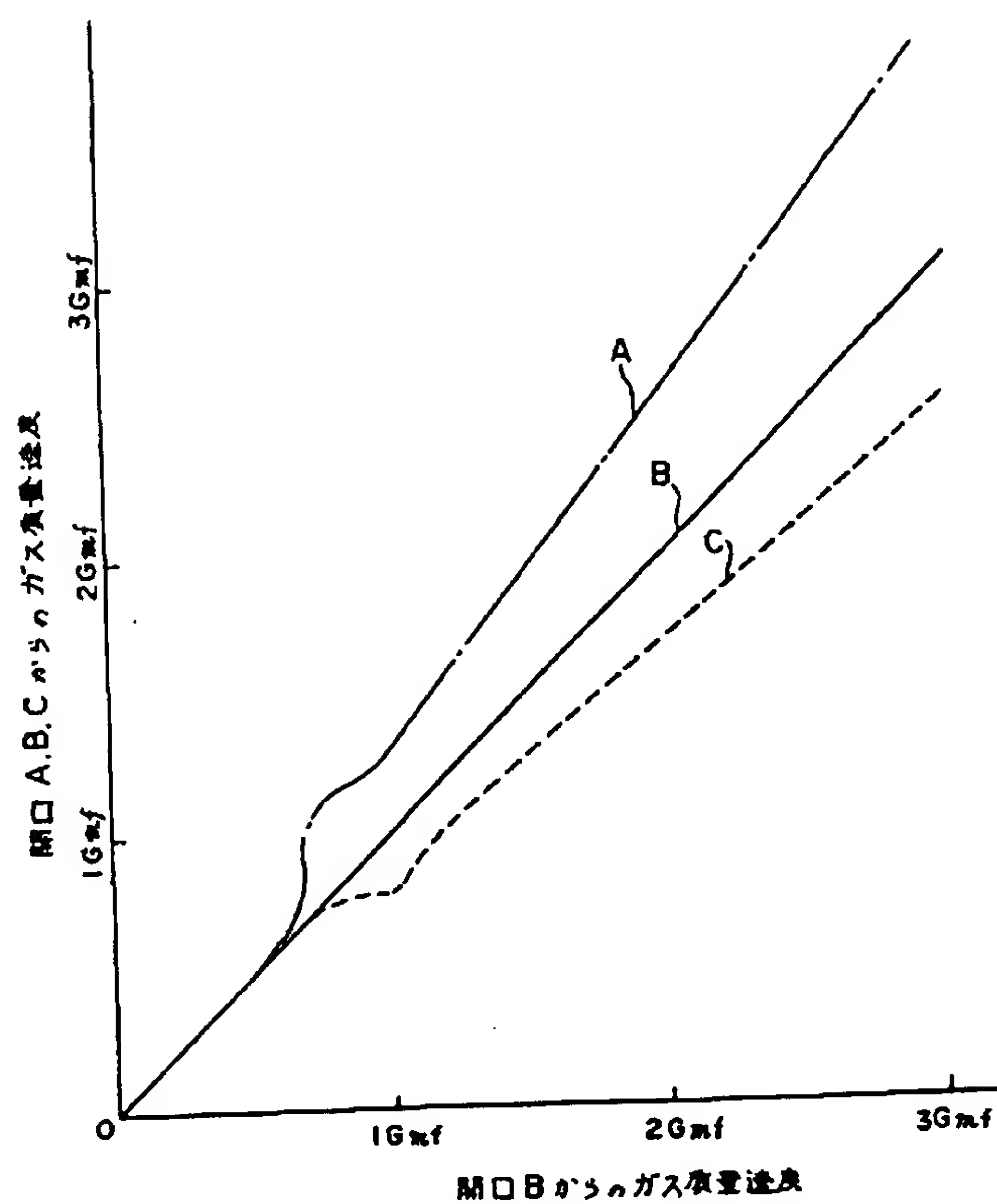
57/68

(C) DERWENT



【第22図】

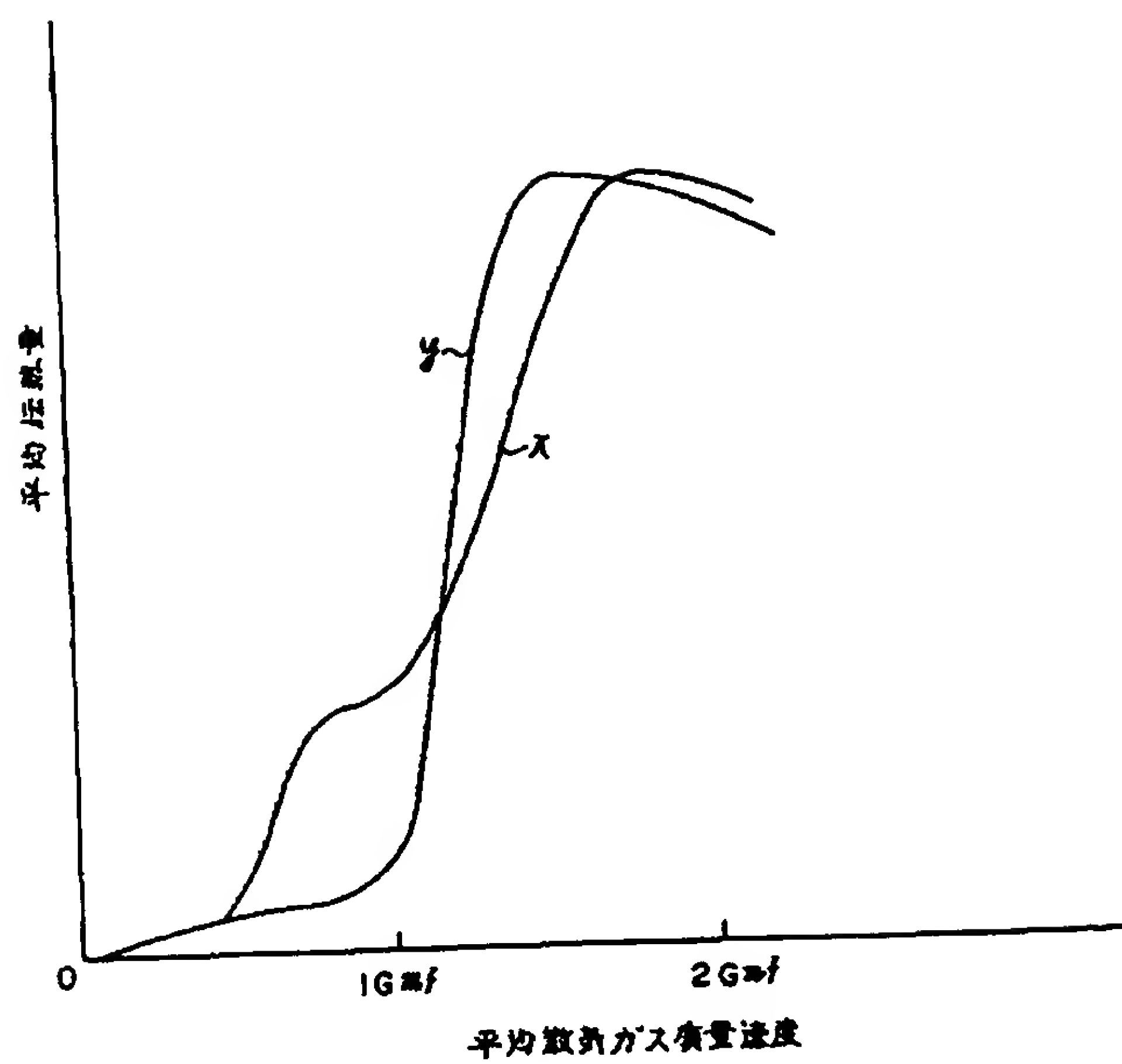
[Fig. 22]



【第28図】

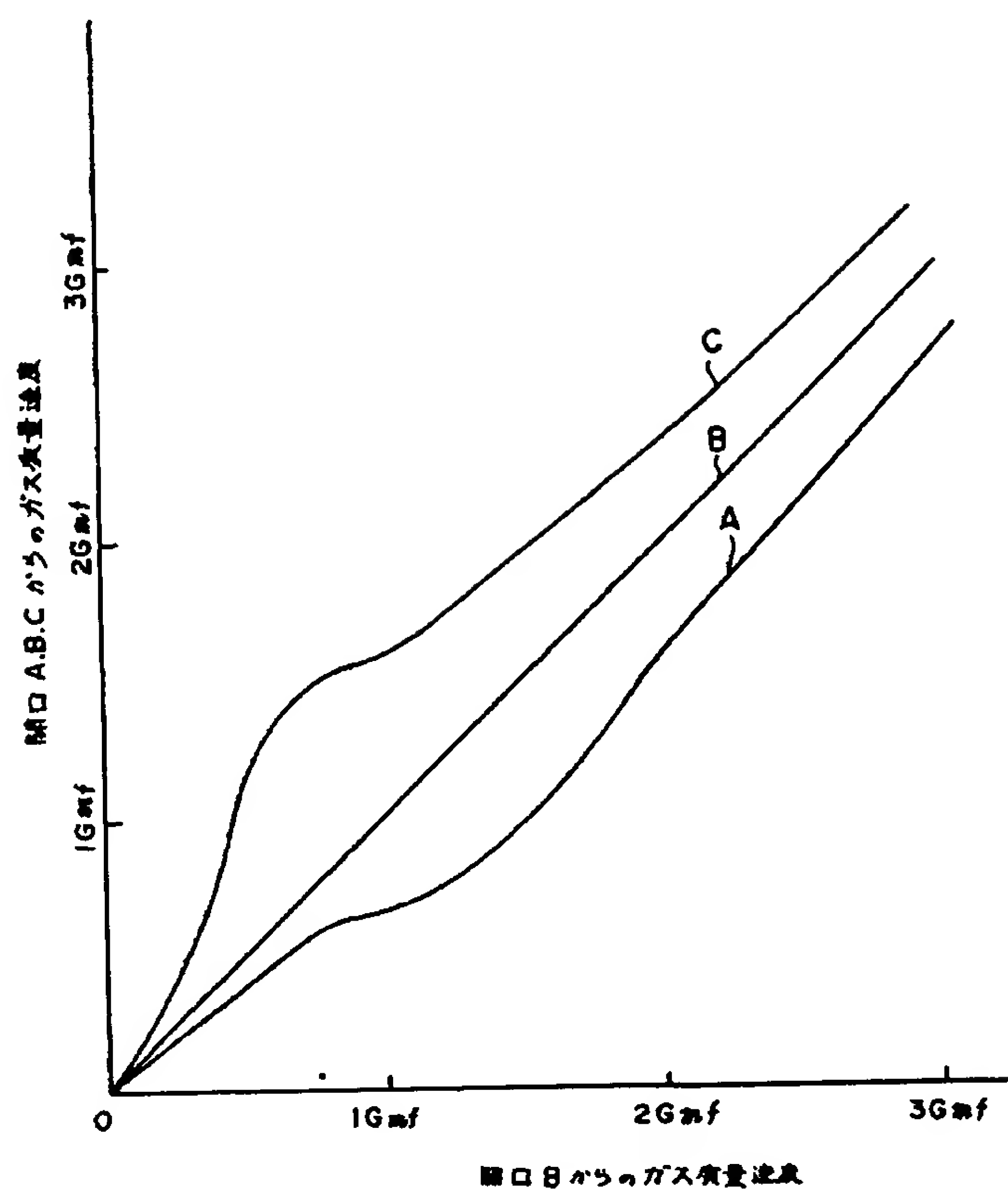
[Fig. 28]





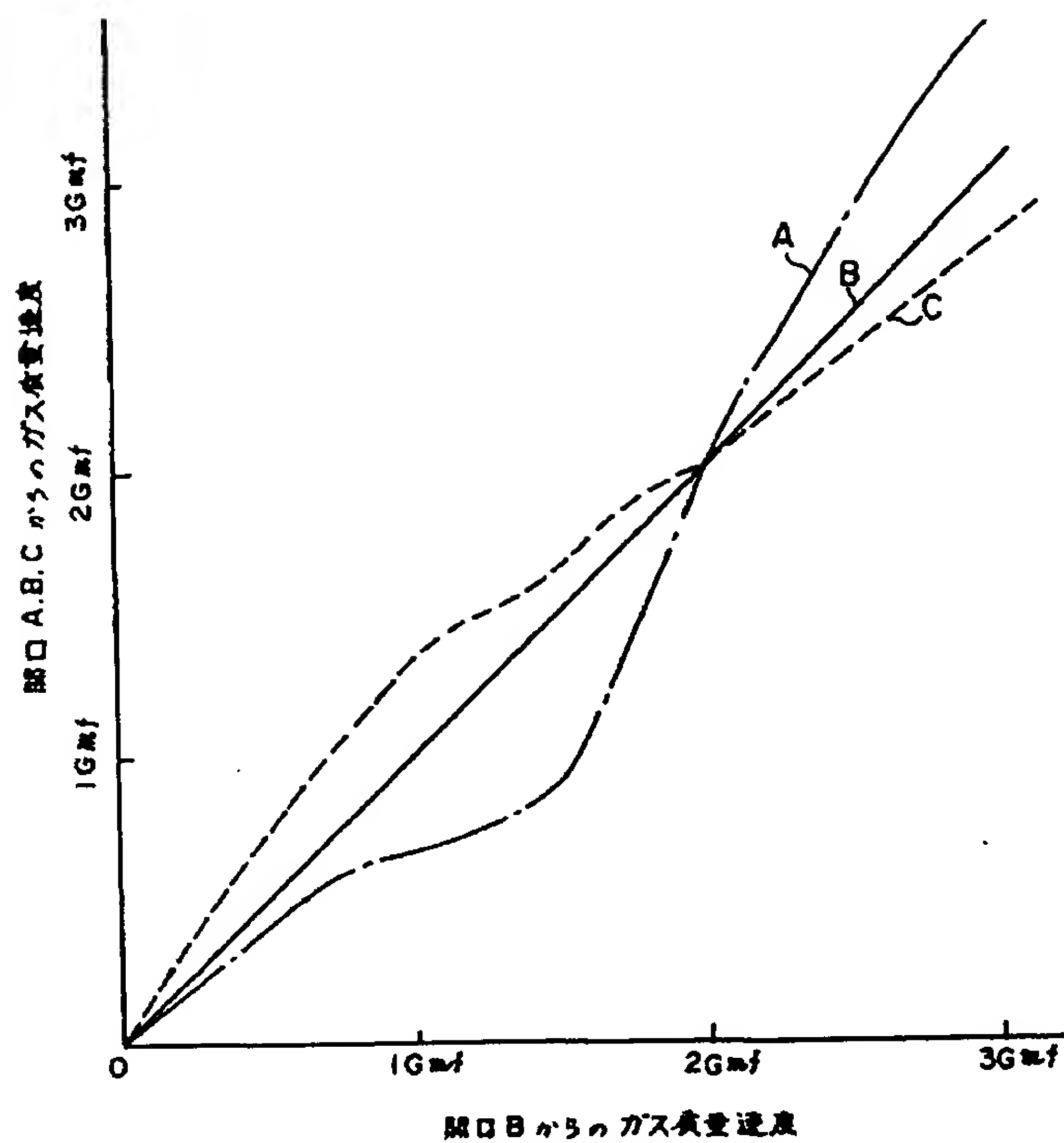
【第23図】

[Fig. 23]



【第24図】

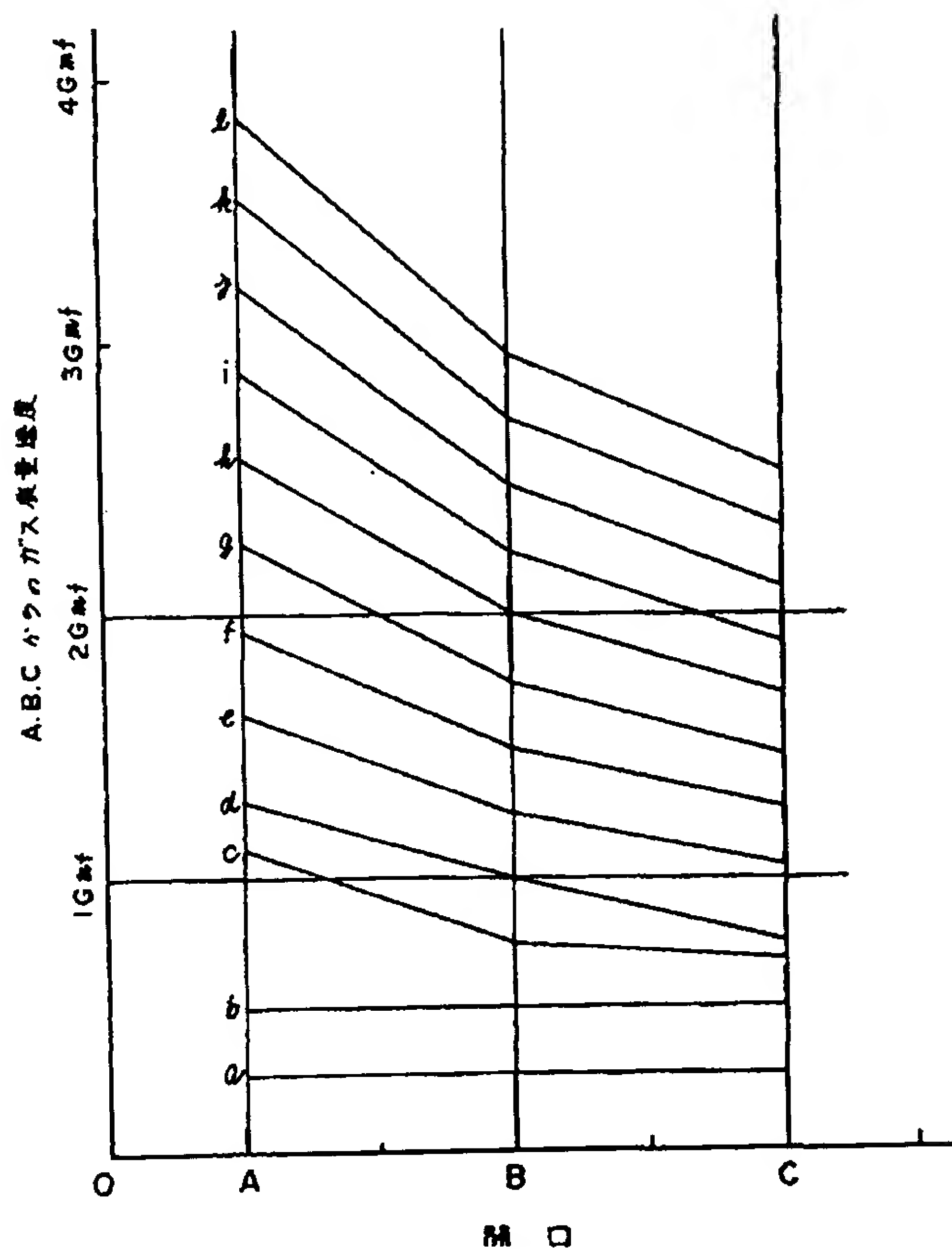
[Fig. 24]



【第25図】

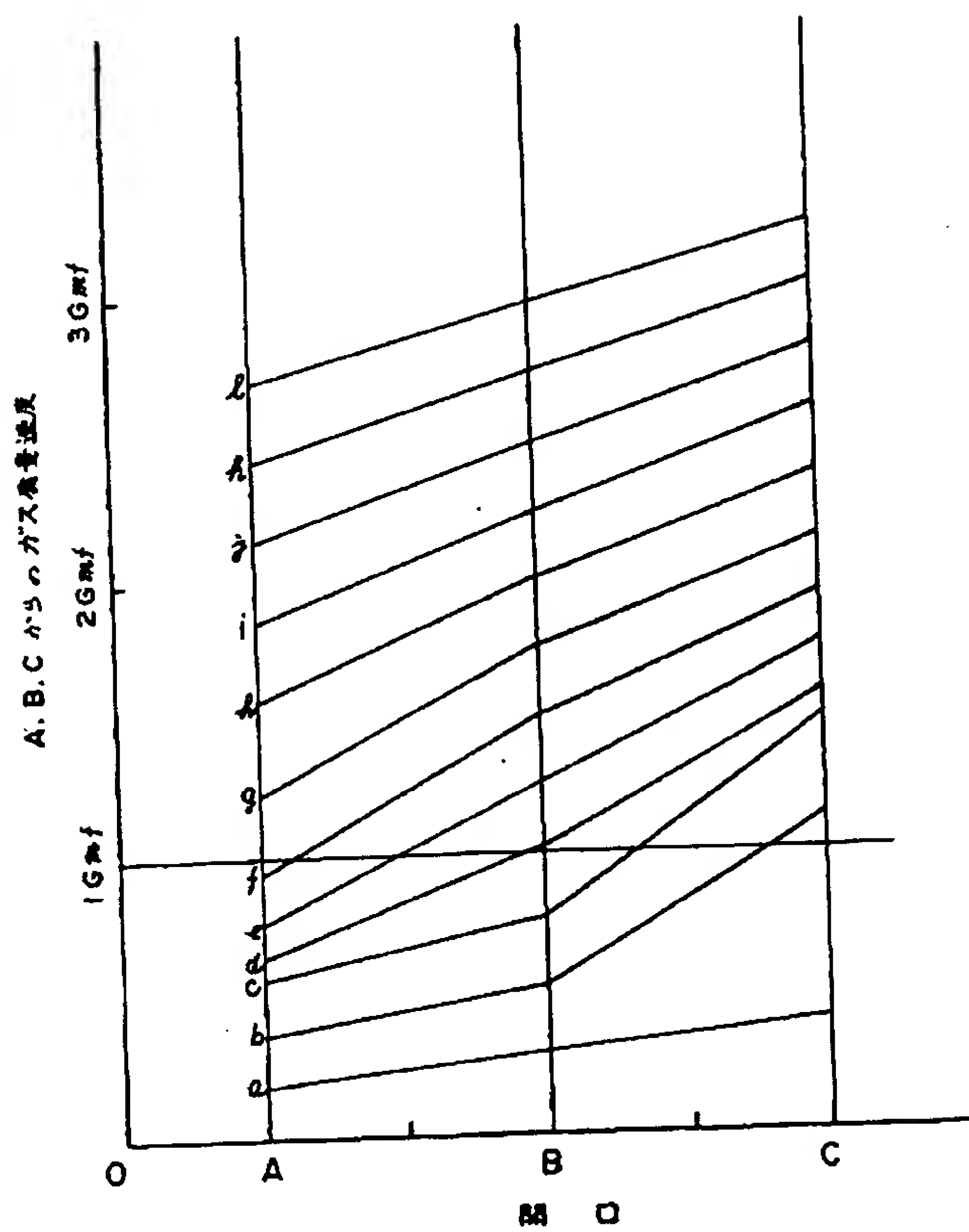
[Fig. 25]





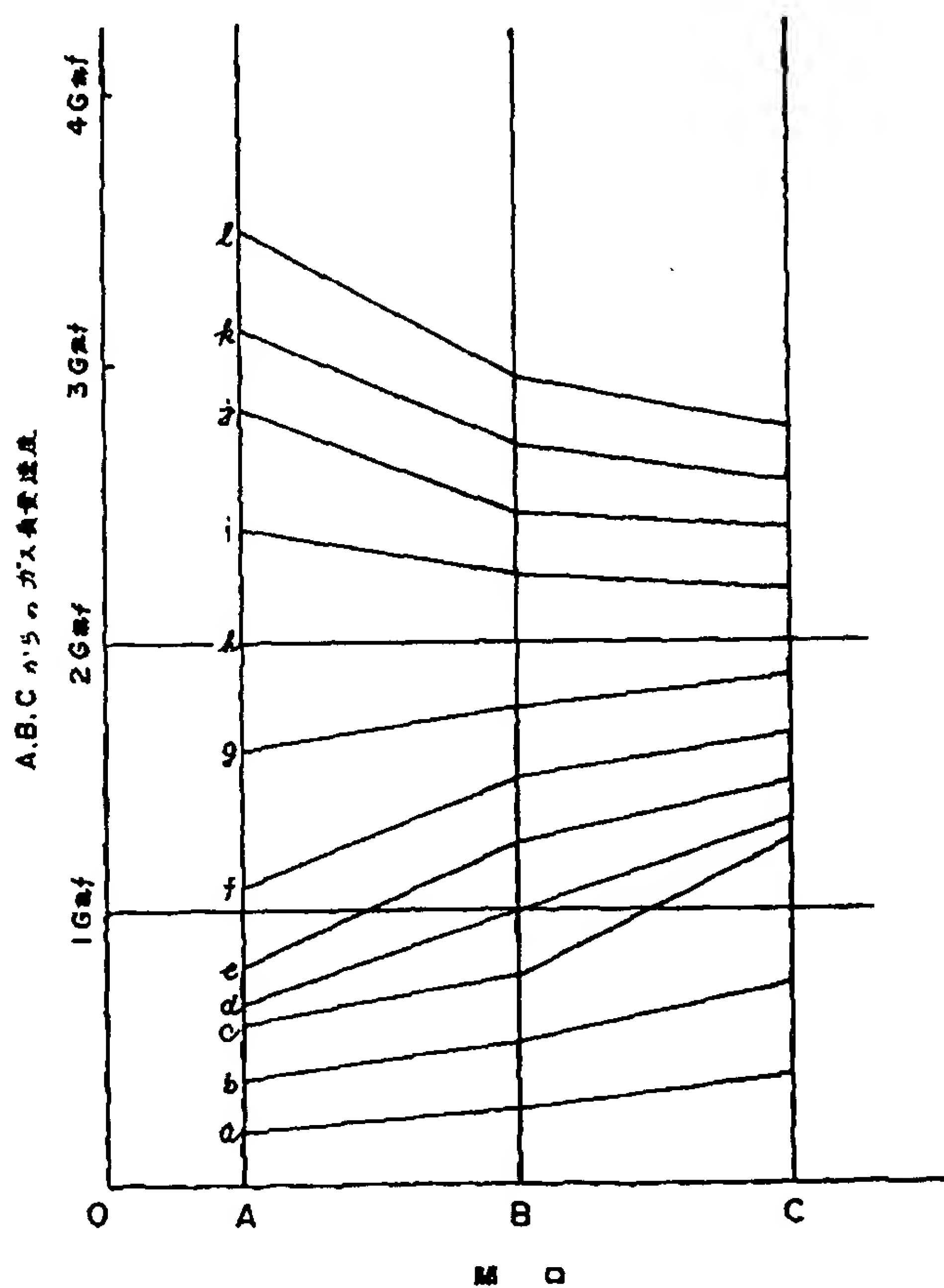
【第26図】

[Fig. 26]



【第27図】

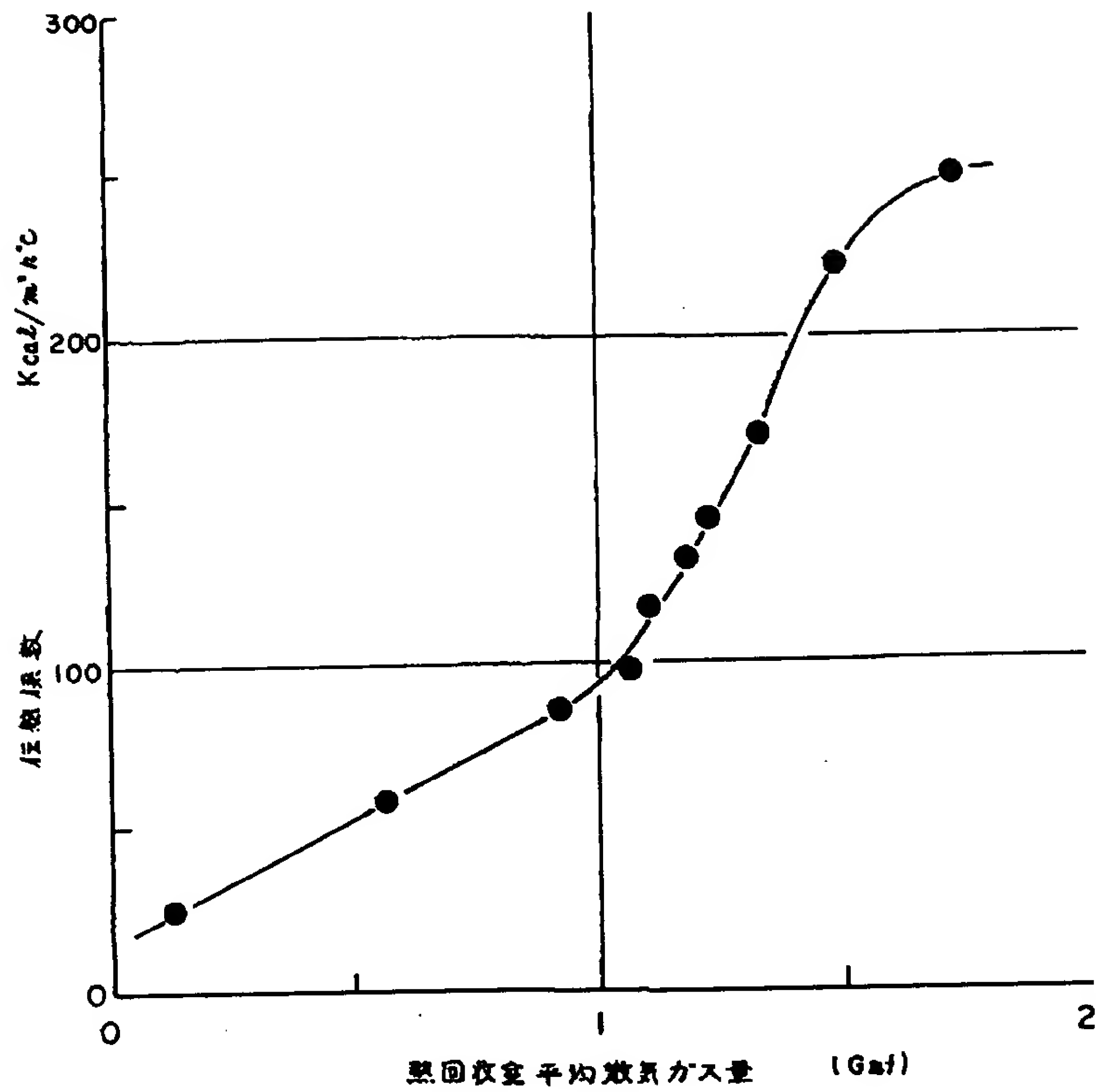
[Fig. 27]



【第29図】

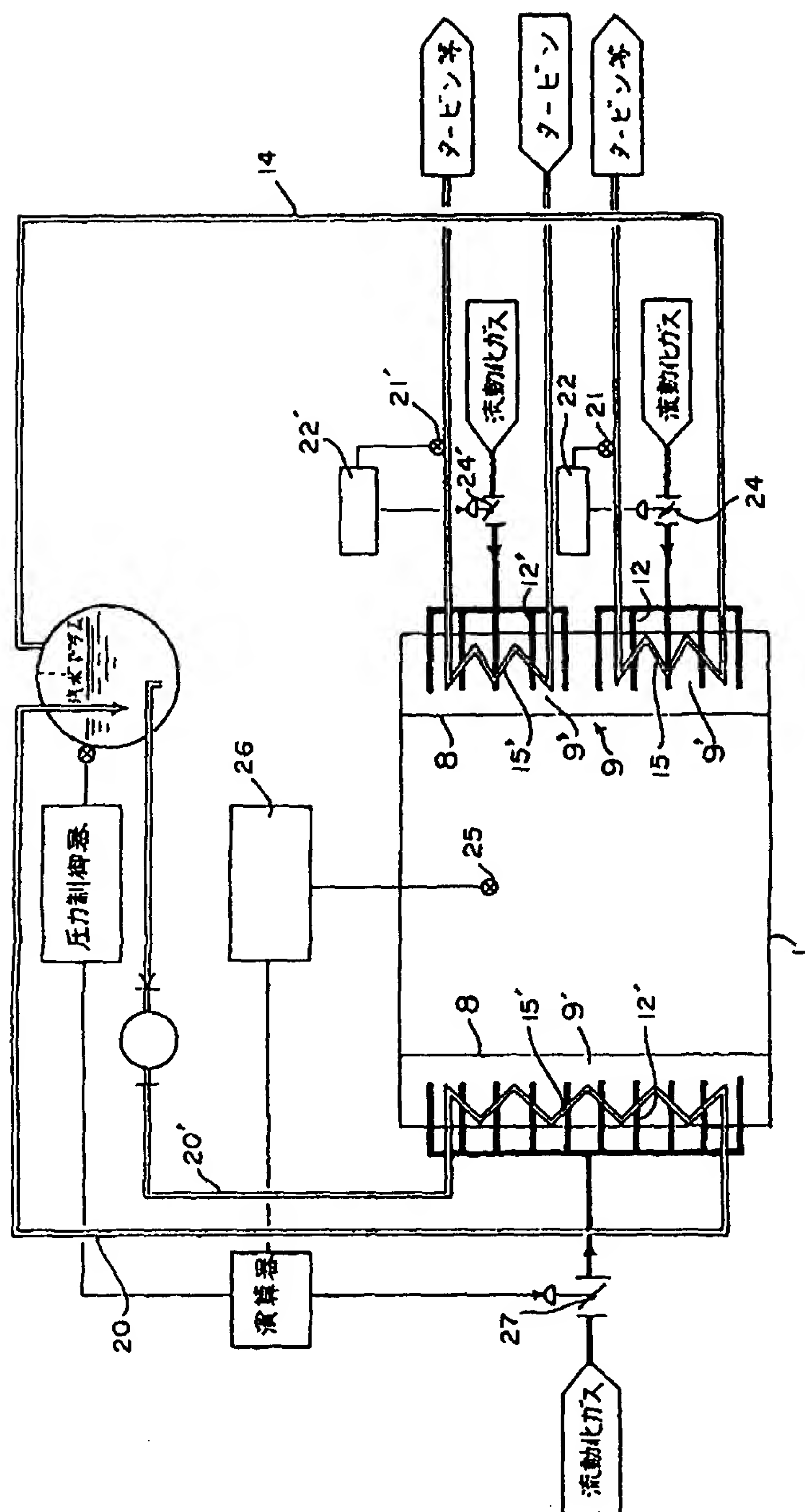
[Fig. 29]





【第 3 0 図】

[A 30th diagram]



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11)特許出願公告番号

特公平7-56362

(24) (44)公告日 平成7年(1995)6月14日

(51)Int.Cl.<sup>6</sup>

F 2 2 B 1/02

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 7526-3L

発明の数1(全 28 頁)

(21)出願番号 特願昭62-159707

(22)出願日 昭和62年(1987)6月29日

(65)公開番号 特開平1-6601

(43)公開日 平成1年(1989)1月11日

(71)出願人 999999999

株式会社荏原製作所

東京都大田区羽田旭町11番1号

(72)発明者 肥後 勉

東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社  
荏原製作所内

(72)発明者 大下 孝裕

東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社  
荏原製作所内

(72)発明者 小杉 茂

東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社  
荏原製作所内

(74)代理人 弁理士 中本 宏 (外2名)

審査官 清田 栄章

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 流動層ボイラの蒸気温度昇温装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 炉底部より上方に向けて流動化ガスを噴出させる空気分散板を1組又は2組以上備えると共に、該空気分散板端部上方に、該流動化ガスの上向流路をさえぎり、且つ、該流動化ガスを、上向き流路をさえぎられていないガス噴出部上方に向けて、反射転向せしめる反射仕切を設けることにより、上向流路をさえぎられていない噴出部上部に流動媒体が固定層ないし流動層状態で沈降する移動層を形成すると共に、上向流路をさえぎられた噴出部近傍上部においては流動媒体が活性に流動化し、且つ前記反射仕切の作用によりこの部分の流動媒体を前記移動層上部に向つて旋回せしめることにより旋回型流動層を形成し、且つ、該反射仕切背部と炉壁又は反射仕切背部と反射仕切背部の間に熱回収室を形成せしめ、運転中流動媒体の一部が前記反射仕切の上部を越え

て熱回収室に入り込むように構成し、該熱回収室下部で且つ反射仕切の背面側に熱回収室内の流動媒体を固定層から移動層ないし弱い流動層状態の範囲で変化させるための通気用ガス散気装置を設けると共に、熱回収室の下部に該炉底の上方に通ずる開口を設けると共に熱回収室内に受熱流体を通ずる伝熱管を配備し、該熱回収室は複数の互いに独立して変化させ得る通気用ガス散気装置により区分けされた旋回流型流動層ボイラにおいて、区分けされた該熱回収室の一部において少くとも一部の伝熱管中に受熱流体として蒸気を通し、該蒸気の該熱回収室の後流側温度により当該散気装置に供給するガス量を調節し、それ以外の散気装置に供給されるガス量は、流動層温度により制御するようにしたことを特徴とする旋回流型層ボイラの蒸気昇温装置。

【発明の詳細な説明】



## 〔産業上の利用分野〕

本発明は、流動層ボイラにおける過熱器や再熱器等の蒸気の昇温装置の改善に関するものである。

## 〔従来の技術及び発明が解決しようとする問題点〕

近年、石炭やバーク、含油スラツジ等発熱量の比較的高い燃焼物を流動層ボイラで燃焼して発生した熱を蒸気の形で回収する方式が一般化し始めている。本発明者らも従来培つて来た流動層燃焼技術を応用した流動層ボイラを開発し、特願昭62-9057号として出願した。

このボイラは、燃焼物を燃焼させる流動層から熱回収部を独立させ流動層温度を制御しうるようにしたもので、燃焼物に粗大な不燃物が含まれていたり、或いは燃料の品位が不安定で発熱量や、燃料組成、含水率等が変化しても安定した運転が出来、蒸気の需要に応じた大きなターナードウンや急速な蒸発量の制御が容易で、且つ運転の開始や停止が容易であるなど運転し易く、エネルギー利用効率の高いものである。

発電等におけるタービン駆動用蒸気発生のためのボイラは、熱サイクル上の原理より発生熱量に対するタービン効率を高めるためには、発生蒸気の高圧化とともに高温化が不可欠である。この過熱温度は設計値を越えると、ボイラ、タービン、配管等においてその限界温度を越えて材料のクリープや破壊応力に影響したり、化学的な活性化による腐食摩耗やスケーリングを引き起こし、あるいは金属組織の変化が生じるなど大変危険である。逆に過熱温度が設計値より低過ぎると、タービンの効率の低下はもちろん、タービンにおいて水滴が生成して高速で翼に衝突して翼表面に損傷を起こすことになる。

このため、ボイラへの過熱器又は再熱器の設置においてもボイラの負荷や燃料性状など運転状態の変動に対して安定した蒸気過熱温度を得られるよう輻射伝熱と接触伝熱との組み合わせ等様々の工夫がなされるものの、ごく限られた運転範囲内でしか安定した蒸気過熱温度は得られないといつてもよく、むしろタービン等への供給蒸気温度は過熱器又は再熱器にて過剰に昇温したのち過熱低減器により一定温度まで温度を下げるという方法が採られていた。

又、過熱器や再熱器は必然的に使用蒸気温度以上に高い温度に曝されるため、腐食・摩耗や金属組織の劣化は避け難く、Mo銅やSUS等の合金鋼等高級材料を使いながらも数年毎に取り替える消耗品とさせるを得ず、高温化から灰の溶着等デポジットが都市ごみ等燃焼物によつては生成し伝熱係数の悪化をもたらす。

そのため、一般の小規模の自家発電等においてはこれらの部分にかかる費用がその補修費の大きな部分を占めていた。また、デポジットを生成し易い燃焼物を燃料とする場合、過熱器や再熱器はメンテナンスの頻度、作業量、費用等が負担となるため事実上使用できない場合もあつた。

更に、一般の流動層ボイラにおいては、均一に燃焼を行

ない得るので温度制御が容易で灰の溶融付着を防ぐために排ガス温度は通常1000℃を越えない運転条件とするのが一般的である。この為、過熱器や再熱器を排ガスの中に設ける方法では、過熱温度が高くなるに従い排ガスと蒸気との温度差が小さくなつて伝熱面積が大きなものとなり増大した補修の負担がせつかくの流動層ボイラの特徴をかすんだものとしてしまう。

そこで、流動層内に過熱器や再熱器を設けることにより対応することも試みられているが、流動層内では燃焼が行なわれており、激しい酸化・還元に曝され、且つ、珪砂等硬度の高い流動媒体が激しく流動している内部に伝熱面を挿入するわけであるから、伝熱面に高度の耐摩耗処理をしない限り著るしい腐食・摩耗は避け難かつた。また、蒸気量が減小した部分負荷時においては、過熱器や再熱器を通る蒸気流量が減小するために蒸気のReが下がることで蒸気―管壁間の境膜伝熱係数が小さくなり、伝熱管自体の温度が蒸気寄りから流動層寄りとなる高温に曝されてしまう傾向があり、負荷調節を行ない発生蒸気量を変化させるボイラや通過蒸気量の変動する再熱器への適用には問題があつた。このように流動層内に蒸気昇温装置伝熱面を設けることは確立された技術とはいひ難かつた。

## 〔発明の目的〕

本発明は、流動層炉において、燃焼物を燃焼する流動層とは別に流動媒体から熱回収を行う熱回収室を炉内に設け、該熱回収室に流動媒体を循環させるようにした、燃焼物に対する許容度が高く、更にターナードウン比を極めて広く取り得る層内循環式熱回収装置、すなわち、流動層の燃焼部分とそれとは仕切られた熱回収部分との間を流動媒体が循環する熱回収装置における、熱回収室の一部を用いた蒸気温度が安定でかつ伝熱面補修負担の小さな蒸気昇温装置を提供することを目的とする。

## 〔発明の構成〕

本発明は、炉底部より上方に向けて流動化ガスを噴出させる空気分散板を1組又は2組以上備えると共に、該空気分散板端部上方に、該流動化ガスの上向流路をさえぎり、且つ、該流動化ガスを、上向き流路をさえぎられていないガス噴出部上方に向けて、反射転向せしめる反射仕切を設けることにより、上向流路をさえぎられていない噴出部上部に流動媒体が固定層ないし流動層状態で沈降する移動層を形成すると共に、上向流路をさえぎられた噴出部近傍上部においては流動媒体が活性に流動化し、且つ前記反射仕切の作用によりこの部分の流動媒体を前記移動層上部に向つて旋回せしめることにより旋回型流動層を形成し、且つ、該反射仕切背部と炉壁又は反射仕切背部と反射仕切背部の間に熱回収室を形成せしめ、運転中流動媒体の一部が前記反射仕切の上部を越えて熱回収室に入り込むように構成し、該熱回収室下部で且つ反射仕切の背面側に熱回収室内の流動媒体を固定層から移動層ないし弱い流動層状態の範囲で変化させるた

5

めの通気用ガス散気装置を設けると共に、熱回収室の下部に該炉底の上方に通ずる開口を設けると共に熱回収室内に受熱流体を通ずる伝熱管を配備し、該熱回収室は複数の互いに独立して変化させ得る通気用ガス散気装置により区分けされた旋回流型流動層ボイラにおいて、区分けされた該熱回収室の一部において少くとも一部の伝熱管中に受熱流体として蒸気を通し、該蒸気の該熱回収室の後流側温度により当該散気装置に供給するガス量を調節し、それ以外の散気装置に供給されるガス量は、流動層温度により制御するようにしたことを特徴とする旋回流型流動層ボイラの蒸気昇温装置である。

以下、本発明を詳しく説明するが、先づ、本発明の改善の対象となつている炉内に熱回収室を設けた旋回流型流動層ボイラについて詳しく説明する。

本発明者らは、以前、流動媒体として径1mm程度の粒状固体を用いる旋回流型流動床式焼却炉において、流動媒体から熱を回収する方法について種々研究を行つていたところ、従来炉壁の一部を構成していた反対壁の代りに反射仕切を炉内に独立して設け、且つ、該反射仕切背面と炉壁の熱回収室とし、該熱回収室内に流動層からの加熱媒体による移動層を形成させ、該熱回収室内に受熱流体を加熱するための伝熱面を配置することにより、伝熱面の摩耗を起すことなく、且つ効率良く流動媒体から熱を回収し、また熱回数量为コントロールしうることを見いだした。

また、従来の焼却炉においては燃焼物の量が増加した場合、或いは燃焼物の熱量が大となつた場合、流動媒体の温度上昇に伴う流動媒体の焼結や熔融によるトラブルを防ぐため流動媒体に水を注入して流動媒体を冷却していたが、前述の如く炉内に熱回収室を設けることにより流動媒体から効率良く熱を回収することができるようになつたため、即ち熱を回収することにより流動媒体を冷却することができるようになったため、例えば石炭ボイラの燃焼部として利用することも可能となつた。

更に、熱回収部を燃焼部と区分し、かつ、燃焼部は旋回流型流動床であるため、不燃物を含んだ燃焼物の専焼及び石炭等との混焼もできるようになつた。即ち、あらゆる燃焼物を燃料として用いることができるようになった。

以下、図面に基いて炉内に熱回収室を設けた旋回流型流動層ボイラについて説明する。

第5図は、炉内に熱回収室を設けた流動層ボイラの一実施例を示すものであつて、特開昭57-124608号公報記載の流動層炉に熱回収室を設けたものである。

第5図において、炉51内底部にはブロワ57により流動用ガス導入管53から導入される流動化ガスの分散板52が備えられ、この分散板52は両側縁部が中央部より低く、炉51の中心線に対してほぼ対称的な山形断面状（屋根状）に形成されている。そして、ブロワ57から送られる流動用ガスは、空気室54、55、56を経て分散板52から上方に噴出せしめるようになっており、両側縁部の空気室54、

6

56から噴出する流動化ガスの質量速度は、炉51内の流動媒体の流動層を形成するのに十分な速度とするが、中央部の空気室55から噴出する流動化ガスの質量速度は前者よりも小さく選ばれている。

両側縁部の空気室54、56の上部には、流動化ガスの上向き流路をさえぎり、空気室54、56から噴出される流動化ガスを炉51内中央に向けて反射転向させる反射壁として、上部を内側に折りまげた板状の反射仕切58が設けられ、この反射仕切58と噴出する流動化ガスの質量速度の差により図面中矢印で示す方向の旋回流が生ずる。一方この反射仕切58の背面と炉壁間に熱回収室59が形成され、運転中に流動媒体の一部が反射仕切58の上部を越えて熱回収室59に入り込むように構成されている。この傾けられた反射仕切により、反射仕切上端近傍にて最も激しく流動化ガスが噴出する形となり、従つてそれに伴つて流動層から吹きあげられた流動媒体は容易に反射仕切上端を越えて熱回収室側に入り込むことができる。

また、熱回収室59の下部の炉底よりも高いレベルには、ブロワ60から導入管61を経てガスを導入する散気装置62が設けられ、熱回収室59の散気装置62を設置した近傍には開口部63が設けられ、熱回収室59に入り込んだ流動媒体は、運転状態によつて固定層のまま保持され、あるいは連続的又は断続的に移動層ないし弱い流動層を形成しつつ沈降し、散気装置の間をすり抜けてその下方より燃焼部へ循環する。

この沈降量は、熱回収室への散気風量、燃焼部の流動化ガス風量によつてある程度制御される。すなわち、流動媒体が熱回収室59に入り込む量 $G_1$ は、第8図に示すように燃焼部を流動させるために分散板52から噴出する流動化ガス、特に端部の空気室54、56から噴出する流動化ガスの量を増やすと、増加する。また、第9図に示すように熱回収室吹込風量を0～1Gmf未満の移動層の範囲で変化させると、熱回収室内を沈降する流動媒体量は、ほぼ比例して変化し、熱回収室風量が1Gmf以上の流動層の場合にはほぼ一定となる。この一定となる流動媒体量は熱回収室に入り込む流動媒体量 $G_1$ にほぼ等しい。なお、熱回収室内を沈降する流動媒体量は $G_1$ に応じた量となる。この両風量を調節することにより熱回収室59内を沈降する流動媒体の沈降量は制御される。熱回収室において流動ないし高速流動や噴流により上方に吹き飛ばすことなしに流動媒体加熱抑制や熱回収に有効な $G_1$ を確保するためには、極力流動層燃焼部より噴出するガス流が最大となる近傍において、落下する流動媒体を熱回収室に入れてやる事が必要であり、このためには燃焼部側にせり出された反射仕切は燃焼部の上昇するガス流加速機能とせり出して流動媒体を受ける機能を兼ねた最適形状を持つている。

熱回収室59内には第6図に示すように配管64で廃熱ボイラ67に連通された内部に受熱流体を通じた伝熱管65が配置され、熱回収室を下方に移動する流動媒体と熱交換を



行なうことにより流動媒体から熱を回収するようになっている。本発明の熱回収部での伝熱係数は熱回収室散気風量を0~2Gmfまで変化させると第29図に示す1例のように大きくなだらかに変化する。なお、第29図は第21図に示す原理の散気装置で、流動媒体は平均粒径1.2mm、温度850℃前後における値である。

熱回収量を制御するためには、前述のように、流動媒体循環量を制御すると同時に伝熱係数を制御する。すなわち、燃焼室の流動化ガス量を一定とすれば、熱回収室の散気風量を増加させると、流動媒体循環量が増加すると同時に伝熱係数が増加し、相乗効果として熱回収量は大幅に増加する。この関係を示したのが第4図である。このことは、流動層中の流動媒体の温度の面から考えれば、流動媒体の温度が所定の温度以上に上昇するのを防ぐ効果にあたる。

熱回収室59にガスを導入する手段としては種々の装置が考えられるが、一般的には第10図に示すように散気装置を水平に設置する方法が採られる。第10図においては説明を簡略とし、部分流動化を明示するために燃焼部との流動媒体の循環を無視して移動層の現象を省いている。この場合、ガスを導入するための開口を全炉床面に対し均一に設けると、散気装置へのガス供給量に関係なく単位面積当りの供給ガス量は炉床全面にわたって均一となる。そして散気装置へのガス供給量を徐々に増やしてゆくと、最低流動化速度Gmfと呼ばれる或る供給ガス量を境にして熱回収室内の流動媒体が固定層から流動層へと変化する。

このような場合における熱回収室での伝熱量について考えると、本発明に係る熱回収室においては、伝熱面と流動媒体の間の伝熱係数は供給されるガスの流動化質量速度1Gmfを越えた近傍で急激に変化するため、この流動化質量速度を境にして流動媒体と接した面における伝熱係数が著るしく変化し、従つて熱回収室における全伝熱量も急激に変化することとなる。

このような状況の下で散気装置へのガス供給量によつて伝熱量の制御を行なう場合、実質的には流動化質量速度が1Gmf近傍より大で伝熱量が大きい状態、流動化質量速度が1Gmfより小で伝熱量が小さい状態、及び散気装置へのガス供給を止めて伝熱量が極端に小さい状態の何れかの状態を選択する段階的な制御となつてしまう。

これに対し、散気装置を第17図に示すように傾斜させて設置したり、散気装置の熱回収室59へのガス噴出口の開口径を場所により変化させることにより、或いは開口径は同一であつてもその密度を変化させることにより通ガス圧損に変化を与えたりすると、熱回収室中へ導入されるガスの量は場所により異なる状態となるばかりでなく、散気装置に供給されるガス量の大小によりこの状態は助長されることになる。例えば散気装置に供給するガス量を徐々に増やして行くと、相対的に通ガス圧損の小さいガス噴出口（開口）から流動媒体層へ供給されるガ

ス量の増加率は相対的に大となり、逆に相対的に通ガス圧損の大きいガス噴出口（開口）から流動媒体層へ供給されるガス量の増加率は相対的に小となる。

このため、相対的に通ガス圧損が小さいガス導入口上部の流動媒体層のみ流動層となり、それ以外の部分は固定層のままの状態、逆にいえば相対的に通ガス圧損が大きいガス導入口近傍の流動媒体層のみが固定層であり、それ以外の部分が流動層となる状態が生ずる。

すなわち、散気装置へ供給するガス量の増加に伴ない、熱回収室中の流動媒体層が、導入ガスの流動化質量速度1Gmf未満の場合における固定層の状態から、一部が流動化質量速度1Gmf以上で形成される流動層の状態、他の固定層の状態となり、これら両者の占める炉床面積の割合は次第に流動層状態の部分が多くなり、遂に流動媒体層全体が流動層状態へと移行する。

この結果、熱回収室中における伝熱量についてみれば、散気装置へ供給するガス量の増加に伴ない、当初熱回収室中に吹きこまれる流動化質量速度1Gmf未満の伝熱量が小さい状態から、一部が流動化質量速度1Gmf以上の伝熱量が大きい状態で、他が1Gmf未満の伝熱量が小さい状態のままとなり、両状態にある伝熱面の面積割合は次第に伝熱量の大きい部分が増大し、遂には全体が流動化質量速度1Gmf以上の伝熱量の大きい状態へと移行する。熱回収室内における全体の伝熱量はこれら各部の伝熱量の和であるため、散気装置へのガス供給量の増減に基く伝熱量の増減はなだらかな増減を示すこととなり、伝熱量の連続的な制御が容易にできることとなる。

このような散気装置の例を第19図、第20図及び第21図に示す。

第19図は、水平に設置した散気管に開口径の異なるガス噴出口を複数個設けた例であり、噴出口をガスが通過する時の抵抗が異なるため、各噴出口の通ガス量が異なる。すなわち、噴出口の開口径の大きさが、第19図に示すように $A > B > C$ であるとする、通ガス量は $A > B > C$ となる。

第20図は、開口径が同一の噴出口を有する散気管を傾斜させて設置した例であつて、流動媒体層に吹き出すための吐出圧力は流動媒体層の深さに比例するため、各噴出口から噴出される通ガス量は異なる。すなわち、流動媒体層の深さの深い順に噴出口をA、B、Cとすると、通ガス量は $A < B < C$ の順となる。

第21図は開口径の異なる噴出口を備えた散気管を傾斜して設置した例であり、流動媒体層の深さの深い部分に位置する噴気口径を大とし、流動媒体層の深さの浅い部分に位置する噴出口の開口径を小として流動媒体層の深さによる通ガス圧損の差を開口径により修正したものである。

すなわち、開口径の大きさを $A > B > C$ とすることにより任意の設計点における各開口の通ガス量を $A = B = C$ とすることができ、この場合、該設計点以下で通ガス量



は $A < B < C$ と、設計点以上では通ガス量を $A > B > C$ とすることができる。

これらの散気装置を用いて散気装置に供給するガス量を変化させた時の各噴出口から流動媒体層中に吹き出されるガス量の1例を第22図、第23図及び第24図に示す。

第22図は第19図に示す如き散気装置を用いた場合の図、第23図は第20図に示す如き散気装置を用いた場合の図、第24図は第21図に示す如き散気装置を用いた場合の図である。

第22図、第23図及び第24図においては、横軸に噴出口Bから吹き出されるガスの質量速度を、縦軸に各噴出口から吹出されるガスの質量速度を示す。

これらの図から、噴出口Bから吹き出るガスの質量速度が1Gmf未満であつても他の噴出口から吹き出されるガスの質量速度が1Gmf以上となる場合、あるいは噴出口Bから吹き出されるガスの質量速度が1Gmf以上となつていても他の噴出口から吹き出されるガスの質量速度が1Gmf未満となる場合があることが明らかである。

第25図、第26図及び第27図は、夫々第22図、第23図及び第24図に示した各噴出口から吹き出されるガスの質量速度の関係を、横軸に噴出口を、縦軸に各噴出口から吹き出されるガスの質量速度を示したものである。

第25図は第19図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図、第26図は第20図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図、第27図は第21図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図である。

これらの図においては、散気装置への同一供給ガス量下の各プロットを折れ線で結んでいる。

この様に各噴出口によつて互いに異なるガス質量速度となる場合、総伝熱量は、それら各噴出口に対応する領域での伝熱面積と各流動化質量速度に応じた伝熱係数の積の和となる。例えば、第25図乃至第27図において流動化質量速度が1Gmfとなる散気装置への供給ガス量は噴出口により互いに異なり従つて総伝熱量では急激な伝熱係数の変化に応じた変化は起こらない。

各噴出口に対応する領域の伝熱面は散気装置への供給ガス量を増加する場合においては漸次1Gmf強における高い伝熱量へと変化することになり、また供給ガス量を減少する場合には逆の現象がおこる。従つて、第19図乃至第21図に示す3つの例のいずれの方法を用いた場合にも前述のように散気装置へ供給するガス量の増減に対する伝熱量の増減の特性をなだらかにすることができる。第21図に示した例では、例えば第24図に示すように質量速度2Gmfで各ノズルから吹出されるガス量が均一となるように設計できる。

このようにすることにより、第4図に示すような質量速度2Gmf以上の領域、即ち伝熱量に関してはかえつてマイナスとなり、かつ伝熱面の摩耗速度が質量速度に応じて急激に大きくなる部分の生じる運転点が生じないように設計することができる。

すなわち、噴出口Bを例えば2Gmfとすると22図の噴出口A及び第23図の噴出口Cは2Gmf以上となるが、第24図に示す例においては噴出口Bを2Gmfとすれば他の全てのノズルも2Gmfと均一な通ガス量となる。すなわち、熱回収室の全ての伝熱面の摩耗速度が小さくて最高の熱回収量を得ることができることとなる。

なお、この通ガス量の合致点は、噴出口の口径、噴出口密度並びに熱回収室の砂の表面からノズルまでの深さ等により容易に設計できるものである。

この理由から、第21図に示すように散気装置を斜めに設置すると共に、深い位置の噴出口ほど開口径乃至は噴出口密度を大とするのが好ましい。

このような散気装置を用いた場合の供給ガス質量速度と伝熱量との関係を、散気装置を水平に設け、かつ噴出口の開口を均一になるように設けた場合との比較において第28図に示す。

なお、第28図において曲線yは均一な噴出口を有する散気装置を水平に設けた場合を、曲線xは第21図に示す如き散気装置を設けた場合を示す。

第28図に示す曲線より、散気装置を斜めに設け、かつガス導入部に近いもの程ノズルの開口径を大とすることにより、供給ガス量の増減による伝達量の増減の特性がなだらかになり（曲線x）、従つて供給ガス量を調整することにより伝熱量を容易にかつ連続的に制御できることが明らかである。

このような流動を不均一化する効果に加え、本発明の如くガスの吹き込みにより、燃焼部から流入してくる流動媒体 $G_1$ の作用でズリ落ちる形で下降する移動層にあつては、平均散気ガス量1.5Gmf前後以下では移動層特有の効果でさらになだらかなものとなる。

即ち、1Gmf以下における伝熱係数は固定層に対して数倍と大きくかつ散気ガス量に比例して増加し、また、1Gmfを越えた散気ガス量においても移動の効果で流動化しにくくなる。1～1.5Gmfにおいて漸次流動化する結果、第29図の如く0～2Gmfまで漸増する伝熱係数と熱回収室平均散気ガス量の関係が得られる。

この熱回収室散気風量による熱回収量の制御は、後述のように急速に行なうことができる。

つぎに流動層高と流動媒体循環量の関係についてより詳しく説明する。

流動層表面が反射仕切上端より低いかないしはほぼ同じ位置にある場合反射仕切に沿つて下より上昇するガス流は反射仕切によつて方向性を与えられ、反射仕切に沿つて流動層より噴出し、それに伴ない流動媒体も方向性を与えられて主に反射仕切近傍の流動層表面より噴出する。噴出したガス流は流動層内と異なり流路内に充填されていた流動媒体が無くなり流路断面が急激に広がりところから噴流も攪散し1m/秒以下の流速のゆるやかな流れとなつて上方に排気され、従つて同伴されていた流動媒体は、その流速によつて運ばれるには粒径が1mm前後

と大きいため、重力や排ガスとの摩擦により運動エネルギーを失い落下する。そして一部の粒子は慣性により燃焼部を飛びこえて熱回収部に飛び込むことになる。しかしながら、流動層表面より噴出した流動媒体の飛距離は、粒径あるいは比重との関係から1~2m以下であり、炉の幅が1~2m以下の場合しか熱回収室において熱回収や流動媒体過熱防止に必要な流動媒体量を確保できない。

ところで、流動層表面が、反射仕切の上端より上にある場合には、流動層高が高ければ高い程仕切によつて寄せ集められた流動化ガスは反射仕切上端よりほぼ直上に噴きあげる様にガス噴出方向が変化し、それに伴う形で流動媒体が主に反射仕切上端近傍の流動層表面より第5図に矢印aで示すように噴き上げられた後落下することとなり、容易に反射仕切の背面、即ち熱回収室へ大量にはいりこむことになる。

即ち、流動層高が大きい程反射仕切による噴出流動媒体の方向性は真上方向に近くなり、流動層高が大きくなるに従つて多くの流動媒体が熱回収室へはいり込むことになり、その増加割合は流動層高の反射仕切上端からの距離が小さい程大である。

第5図において、66は炉51上部に設けられた燃焼物投入口、67は排ガス出口68付近に設けられた気水ドラムで、熱回収室59内の伝熱管65と循環路を形成している。また、69は炉51底部の分散板52の両側縁部外側に接続された不燃物排出口で、70は逆ねじ方向に配設されたスクリーユ71を有するスクリーユコンベアである。

しかして、燃焼物投入口66より炉51内に投入された燃焼物Fは、流動化ガスにより旋回流動している流動媒体と共に流動しながら燃焼する。この時、空気室55の上方中央部付近の流動媒体は激しい上下動は伴わず、弱い流動ないし移動状態にある下降移動層を形成している。この移動層の幅は、上方は狭いが裾の方は分散板52の傾斜の作用も相俟つてやや広がっており、裾の一部は両側縁部の空気室54、56の上方に達しているので、この両空気室からの大きな質量速度の流動化ガスの噴射を受けて吹き上げられる、すると、裾の一部の流動媒体が除かれるので、空気室55の直上の層は自重で下降する。

この層の上方には、後述のように流動層からの流動媒体が補給されて堆積し、これを繰り返して空気室55の上方の流動媒体は徐々に連続的に下降する移動層を形成する。

空気室54、56上に移動した流動媒体は上方に吹き上げられるが、反射仕切58に当つて反射転向して炉51の中央に向かつて旋回せしめられ、中央部の移動層の頂部に落下し、再び前述のように循環されると共に、流動媒体の一部は反射仕切の58の上部を越えて熱回収室59内に入り込む。そして熱回収室59に堆積した流動媒体の沈降速度がおそい場合には、熱回収室の上部には安息角を形成し余剰の流動媒体は反射仕切上部から燃焼部に落下する。

熱回収室59内に入り込んだ流動媒体は、散気装置62から吹き込まれるガスによつて流動せずズリ落ちる形の移動ないし緩やかな流動が行われつつ徐々に下降する流動媒体の循環層が形成され、伝熱面との熱交換が行われたのち、反射仕切下端の開口部63から燃焼部へ還流される。この熱回収室59内で散気装置62から導入される気散ガスの質量速度は0~3Gmf、好ましくは0.5~2Gmfの範囲内の値から選ばれる。

その理由は、第4図に示される如く3Gmf以下の場合、伝熱係数も大きく、且つ、摩耗速度が小さいからである。また、熱回収室59内の散気ガスの質量速度を0~1Gmfと変化させると、第9図に示すように熱回収室内の移動層の沈降速度がほぼ直線的に変化し、必要量の高温媒体の量を任意にコントロールできる。しかし、蒸気等の不要、あるいは燃焼物の発熱量が小さいために流動媒体から熱回収を行うと流動層温度が低下して良好な燃焼ができなくなる時にはこの部分の流動化ガス量を0とすれば、流動媒体からの熱回収をやめて運転を行うこともできる。また、熱回収路は炉51内の主燃焼領域外であり、酸化還元を繰り返す雰囲気のような強い腐食性を持たないために、従来のものと比べて伝熱管65が腐食を受けにくく、また、前述のようにこの部分では流動速度も低いため、伝熱管65の摩耗も極めて少ない。

流動化ガスの質量速度0.5~2Gmfの範囲において、実際には流動媒体温度例えば800℃において流動媒体の粒径にもよるが、ガス速度は0.1~0.4m/秒(空塔速度)と極めて低速度である。

燃焼物中に流動媒体より大きな径の不燃物がある場合には、燃焼残渣は一部の流動媒体と共に炉底部のスクリーユコンベア70より排出される。

また、熱回収室59内の伝熱は、流動媒体と伝熱管65との直接接触による伝熱に加えて、流動媒体の流動により激しく不規則に振動しながら上昇するガスを媒体とした伝熱がある。後者は、通常のカスー固体間の接触伝熱に対し、伝熱の妨げとなる固体表面の境界層がほとんど存在せず、また流動媒体同志が流動によつてよく攪拌されるために、静止媒体と異なり粉体の中での伝熱が無視できるようになり、極めて大きな伝熱特性を示す。

したがつて、本発明の熱回収室においては、通常のカスからの熱回収に比較して最大時には10倍近い伝熱係数をとることができる。

このように、流動媒体と伝熱面との伝熱現象は吹込ガス量に大きく依存しており、散気装置62から導入するガス量の調節により流動媒体循環量も調節でき、且つ、移動層による熱回収室59を炉内において主燃焼室から独立させることで、コンパクトでかつターンダウン此が大きくて制御容易な流動層熱回収装置とすることができる。

石炭や石油コークスのように燃焼速度の遅い燃焼物を燃料として用いたボイラーにおいては、通常蒸発量を急に变化させたくとも燃焼速度に見合つた速度でしか変化で



きない場合が多く、一般流動床ボイラにおいては燃焼速度自体は改善されているものの流動層を介して熱回収を行なうためにそれより更に劣る。

しかしながら、本発明においては熱回収室における伝熱量を、ガス散気量を変化させることにより、瞬時に数倍ないし数分の一に変化させることができる。従つて、燃焼物供給量の変化による流動層への入熱量変化は燃焼速度に左右されるため、時間遅れを生じるけれども、本発明の熱回収室における流動媒体からの熱回収量は熱回収室散気量で急速に変化させることができ、入熱量と熱回収量の応答速度の差を流動媒体の温度の一時的な温度変化として、流動層を形成する流動媒体の顕熱蓄熱能により吸収できる。このため熱を無駄なく利用することができ、従来の石炭だきボイラーの類にはなかつた追従性の高い蒸発量制御が可能となる。

なお、前記の不燃物排出口69の位置は、例えば図示例のように熱回収室59の反射仕切58の下部の開口部63並びに炉51内の空気分散板の両側縁部に接するように位置せしめるのがよいが、これに限定されるものではない。

また、熱回収室59から不燃物排出口69への流動媒体の短絡による排出を防止し、伝熱後の媒体を有効に燃焼室である流動層へ戻すために、仕切り50を設けることも好ましく、この仕切り50は第10図及び第11図に示すように散気装置62を形成する散気管にバンドなどで取付けた板状のものでもよく、あるいは第5図示例のように炉壁を利用して形成させることもできる。

第5図においては、空気分散板52を山形とし、空気室を三室(54、55、56)とし、空気室54及び56から噴出する流動化ガスの質量速度を空気室55から噴出する流動化ガスの質量速度よりも大とする場合について説明したが、流動層下部より吹き込まれる空気の質量速度は同一であつても反射仕切の作用により、即ち、反射仕切に沿つた部分の空気流速が中央部に比し大となり流動層に旋回流を形成せしめることが可能であるので、各空気室から噴出させる流動化ガスの質量速度は同一としてもよく、また同じ理由から第7図に示すように空気分散板52は水平にし、且つ、単一の空気室56'としてもよい。また、この場合空気室56'は一つの室とすることなく、数室に区分してもよい。空気室を数室に区分する場合、室毎に流動化ガスの質量速度を第5図について説明したように異なる速度としてもよいのは当然である。

また、石炭のような不燃物含有量の少ない燃焼物を燃焼させる場合には不燃物排出口は第7図に示すように省略できる。

つぎに、本発明の他の実施例を第12図に示す。第12図に示す旋回流動床式熱回収装置は、第5図に示す旋回流動層2つを同一の炉中に設け、従つて、中央部の熱回収室59は中央部の2つの反射仕切58の背面間に設けると共に中央部の熱回収室59の下部の仕切りを第11図に示す構造のものとした以外は、全く同じである。

つぎに、本発明の更に他の実施例を第13図、第14図、第15図及び第16図に示す。

これらの実施例においては、反射仕切58の形状並びにその取り付け方が第5図、第7図及び第12図に示す実施例とは主として相違するのみであり、また、第13図及び第14図に示す実施例は、1つの旋回流動層を有する炉に適用した場合の実施例を示す図面である。

なお、第14図は第13図に示す旋回流型流動床炉についてガス分散板52を水平にし、且つ空気室56'を単一の部屋とすると共に不燃物排出口を省略した例を示す図であつて、その作用は第7図に関し説明したのと同様である。なお第14図において符号69'は流動媒体排出ノズルを示す。

第13図、第14図、第15図及び第16図において符号50~71は第5図及び第12図で説明したのと同じ意味を有し、符号80は水管、81、82は外壁に設けられた管寄せ、83、84は炉中に設けられた管寄せを示す。

第13図、第14図、第15図、第16図に示す例においては炉壁がメンブレン外壁で構成されており、このメンブレン外壁の上下に設けた管寄せ81、82及び炉中に設けた管寄せ83、84(第16図に示す例のみ)から水管80を分岐して、夫々の下方斜めの部分にメンブレン壁の仕切を傾斜させて設け反射仕切58としたものである。

これらの図面に示す水管群は1ヶ所又は2ヶ所で曲げ加工されており、熱膨張を吸収でき、また上下管寄せで固定されているので流動媒体の激しい運動にも十分に耐えることができる。

また水管80の垂直部分は、流動媒体の頂部を貫いて十分に長くしてあるので、上部傾斜部に不燃物が堆積することがなく、また、通過抵抗を小とし、不燃物等による目詰りを防止するために、水管80の垂直部分及び熱回収室59の下部開口部63の部分は、第18図に示す如く、千鳥状に互違いに配列するのが好ましい。

また、第17図に示すように、伝熱管65も同様に千鳥状に配列するのが好ましく、また散気装置(散気管)62は、伝熱管の平行に熱回収室の下部に配列するのではなく、第13図乃至第16図に示すように熱回収室の下部に反射仕切58の背面に沿つて設けるのが好ましい。散気管のガス導入口に近い部分のガス噴出口を大きくし、先端に向い漸次小さくすることにより、流動媒体の深さに関係なく、ほぼ均一に散気することができる。

反射仕切58の下端部は、分散板52の端部より外側の流動媒体が激しい流動状態にない部分に位置せしめるのが好ましい。その理由は激しい流動層の影響を受けるのを防ぎ、熱回収室内の流動媒体の沈降速度の制御を容易にするためである。

また、燃焼部の移動層下部からの流動化ガスの質量速度は0.5~3Gmf、好ましくは1~2.5Gmfで且つ、流動層部下部からの吹込み量の50%以下の量が好ましい。

また、第13図及び第14図に示す如く、燃焼物投入装置66

により燃焼物を直接下向きの移動層中に供給する場合、燃焼物特に粉炭等の供給が流動媒体のかき取り作用により連続的となり、また供給装置からの空気のリークが少なく、また粉炭等の燃焼効率が大きくなり、且つ運転停止時において炉中の流動媒体で空気のリークをしや断してしまい、炉内の熱で供給部に残った燃焼物が発火して供給部が焼けてしまうようなことがないので、供給部と炉の間をダンパで閉め切る必要はない。

なお、上記実施例では、燃焼ガスボイラと共用の気水ドラム67から水を抜き出し、循環ポンプ72（第6図）で強制循環し、再び気水ドラム67に戻している。しかし、このように使用しなくとも、例えばエコノマイザとして燃焼ガスボイラへの給水の予熱に使用したり、燃焼ガスボイラとは独立したボイラとして使ったり、燃焼ガスボイラによつて発生した蒸気の過熱器として使ったりすることもできる。特に、過熱器として使用する場合には、燃焼排ガスによるものに比し様々の利点が生じる。また、受熱流体としては、水や蒸気に限らず、熱媒オイル等を強制循環して熱媒ボイラとして使うことも可能である。また、都市ごみや雑芥等粗大物を含む燃焼物は第5図、第7図、第12図、第15図及び第16図に示す如く天井に設けられた投入口から投入することで無理なく運転できるが、石炭等数十ミリメートル程度以下の固体燃料を燃焼せしめる場合には、天井部から投入せずに、燃焼部側壁の流動層表面よりは高いが低目の位置から回転羽根によりはね飛ばす形式等スプレツダにより燃焼部に投入する方法が好ましい。

従つて、石炭等固体燃料専焼炉として用いる場合には、天井投入口は設けずに上述のスプレツダのみとしてもよく、また粗大物を含む燃焼物は天井の投入口から投入し、固体燃料は上述のスプレツダから供給して混焼したりすることも出来る。

本発明は、今までに説明した流動層を反射仕切58で仕切つて流動層主燃焼部（流動旋回層部）と熱回収部（循環層部）59を設けた流動層ボイラにおける循環層部（熱回収部）の熱回収量を無段階的にしかも桁違いの大きな範囲で、循環層部の流動媒体内への吹込風量（散気量）によつて容易に調節しうることに着目し、循環層部（熱回収部）に挿入された伝熱管に蒸気を通して蒸気過熱管とし、該蒸気の出口側温度を検知し、該出口温度に基いて循環層部の散気管への供給風量調節ダンパの開度を調節することにより得られる過熱蒸気温度を所定の温度となるように制御するものである。

即ち、蒸気の出口側温度が設定値よりも低い側に変化した時はダンパを開き蒸気過熱管の挿入された部分の熱回収室における散気ガス量を増加させて伝熱量を増加することにより蒸気の出側温度を高め、設定値よりも高い側に変化した時はその逆を行なう。このようにすることにより過熱蒸気温度は容易に設定温度近傍の温度に制御することができる。しかも無段階に伝熱量を変化させるこ

とができるため、微かな温度範囲内に過熱蒸気温度変化を抑えることが可能となる。

一方、この蒸気過熱温度の制御に伴う伝熱量の変化や燃焼物、燃焼量等の変化等運転の変化に伴う流動層主燃焼部の流動媒体の温度は熱回収室で蒸気過熱間の挿入された部分以外における熱回収量を調節することにより制御する。即ち、流動層主燃焼部の温度を検出し、この値に基いて燃焼部にとって好ましい温度域、例えば都市ごみの場合600℃～800℃、石炭や石油、コークスの場合800～850℃程度の範囲内の温度となるよう、蒸気過熱管の挿入された部分以外のボイラの缶水を循環させた蒸発管又はボイラ給水予熱のためのエコノマイザ等に用いられる。伝熱量を変化させても支障のない熱回収室への散気ガス量を調節すべく、その部分の散気管への供給風量調節ダンパの開度を調整することにより制御するものである。

第1図に基いて本発明を詳しく説明する。

第1図において、炉1の底部にはブロワ7により流動用ガス導入管3から導入される流動化ガスの分散板2が備えられ、この分散板2は第5図に示されているのと同様、炉1の中心に対してほぼ対称的な屋根状に形成されている。そしてブロワ7から送られる流動用ガスは、空気室4,5,6を経て分散板2から上方に噴出させるようになつており、両側縁部の空気室4,6から噴出する流動化ガスの質量ガス速度（質量ガス速度1は流動媒体を流動化させるに必要な最少の風量）は炉1内の流動媒体の流動層を形成するのに十分な速度とするが、中央部5から噴出する流動化ガスの質量速度は前者より小さく選ばれる。

両側縁部の空気室4,6の上部には、流動化ガスの上向流路をさえぎり、空気室4,6から吹出される流動化ガスを炉1内の中央部に向けて反射転向させる反射壁仕切8が設けられ、この反射壁仕切8と噴出する流動化ガスの質量速度との差により第5図に矢印で示される方向と同じ方向の旋回流が生ずる。一方この反射仕切8と炉壁間に流動媒体の循環層部（熱回収部）9,9'が形成され、運転中に流動媒体の一部が反射仕切8の上端部を越えて循環層部9,9'に入り込む。また、循環層部9,9'の下部の炉底よりも高いレベルにはブロワ10から導入管11,11'を経てガスを導入する散気装置12,12'が反射仕切の背面に沿つて斜めに設けられ、導入管11,11'上には散気装置へ導入される散気風量を制御するための流量調節ダンパ24,24'が設けられている。また、循環層部9,9'の散気装置12,12'を設置した近傍には、開口部13,13'が設けられ、循環層部9,9'に入り込んだ流動媒体は運転状態により連続的又は断続的に移動層を形成しつつ沈降し、開口部13,13'を経て燃焼部へ循環する。

また、循環層部9,9'には配管14及び20で廃熱ボイラ17に連通された内部に蒸気又は加熱ボイラ水を通じた伝熱管15及び15'が配置され、循環層部を下方に移動する流



動媒体と熱交換を行なうことにより、配管14'より過熱蒸気を得ると共に、配管20'よりはより加熱され発生した蒸気の混じったボイラ水を廃熱ボイラ17へ循環させ熱を回収するように構成されている。

本発明においては、配管14'より抜き出される蒸気の温度を温度測定器21で測定し、この温度に基いて温度制御器22により流動調節ダンパ24の開度を調節して循環層部の流動化ガス風量を調節することにより加熱蒸気の温度を所定の温度に制御する。即ち、過熱蒸気の温度が所定の温度より低い場合、流動調節ダンパ24の開度を大とし、循環層への散気風量を通常、Gmf 0.5~3の範囲内で増加させることにより流動媒体循環量を増加させると共に伝熱係数を増加させ熱回収量を大とすることにより過熱蒸気の温度を所定の温度まで昇温せしめる。過熱蒸気の温度が所定の温度より高い場合には上記と逆に制御される。

一方、流動層主燃焼部の温度が該燃焼部の最適温度、例えば都市ごみの場合600℃~800℃、石炭やコークスの場合800℃~850℃の範囲内の一定の温度または一定巾の温度範囲より低くなつた場合、流動層主燃焼部中の温度測定器25で測定された温度に基いて温度制御器26により流量調節ダンパ27の開度を小として循環層への散気量を小とすることにより流動媒体循環量を減少させると共に伝熱係数を小とすることにより、熱回収量を小として流動層主燃焼部の温度が上昇するよう制御される。また、流動層主燃焼部の温度が所定の温度より上昇した場合には上記と逆に制御され、流動媒体の温度が所定の温度以上に上昇し、流動媒体が焼結する等のトラブルを回避することができる。

なお、第1図においてはメンブレン壁を用い、かつ廃熱回収部を炉中に1体に組み込んだ形の炉について説明したが、第5図、第7図、第12図、第13図、第14図、第16図に示した炉についても本発明を適用できるのは当然である。

また、第1図においては、過熱蒸気用伝熱管15とボイラ水を加熱する伝熱管15'は夫々別個の循環層部に設ける如く図示したが、同一の循環層部の散気装置の風量調節を独立させることによつて独立して伝熱量を変化可能とした熱回収部となしそのそれぞれに伝熱管15及び15'を設けてよいのは当然である。

また、同一の循環層内で散気装置の風量調節を独立させることにより独立して伝熱量を変化可能とした熱回収部を設け、夫々を飽和蒸気過熱伝熱管と、例えばタービンの途中から抽気して再度昇温して再びタービンに戻すための蒸気再熱器として用いたり、また、夫々独立した設定温度として異なる過熱温度を有する蒸気を得る2つの蒸気過熱器として用いることもできる。

このことを第30図に基いて説明する。

第30図は本発明の流動層ボイラ内部の平面図を示し、第1図と同じ符号は同じ意味を有し、12''は散気装置、1

5''は伝熱管、21'は温度測定器、22'は温度制御器、24'は流動化ガス流量制御用ダンパを示す。

第30図に示す流動層ボイラ蒸気昇温装置は循環層部9を炉壁に沿つて2つの部分に分け、9''の部分で過熱蒸気を得るための蒸気過熱循環層部として用い、9'''の部分でタービンからの蒸気を再過熱するための蒸気再熱循環層部として用いるものであつて、夫々設定温度（引きだされる蒸気の温度）を異にし、この温度に基いて散気装置12および12''からの散気量が独立して制御されるものであつて制御の仕方は第1図に関して説明したのと同様である。なお、循環部9'は前に説明したように、流動層主燃焼部の温度制御に用いられている。

また、循環部9及び9'を夫々3分し、夫々の部分を蒸気過熱循環層部、蒸気再熱循環層部及び流動層主燃焼部の温度制御部として用いてもよく、分割する数は、炉の大きさ、必要とする蒸気温度等に基いて任意に分割可能である。この場合、夫々の部分を仕切壁によつて区分する必要はない。

なお、図1では蒸気過熱循環層部の壁面も自然循環蒸発管で形成されたメンブレンウォールで構成されており、ここにおける伝熱量も蒸気過熱管への熱回収量調節とともに変化する。これは、蒸発量や流動層温度とは関係なく変化する点、好ましいものではないが、層温制御循環層部における熱回収の一部を負担している意味において役立つ。

本発明においては、蒸気過熱循環層部9における熱回収量は蒸気の出側温度を制御するために変化させることとなり、いわゆる流動層主燃焼部とは無関係に変動し、結果としてたとえ燃焼物や燃焼量等運転に変化がない場合でも流動層全体の熱収支が変化し、蒸気過熱に用いた熱量の変化に応じて流動層主燃焼部の温度変化がそのままでは生じてしまう。そこで流動層主燃焼部の温度に応じて循環層部における熱回収量をも変化させ流動層主燃焼部の温度変化を抑える方向に制御することで結果的に過熱蒸気循環層部における熱回収量の変化にもかかわらずその熱回収量変化をおぎなつて流動層主燃焼部の温度を所定温度ないし望ましい温度領域に保持することができる。

従つて、例えば石炭を燃焼させる場合、燃焼部の温度が700℃前後から低い温度に下がるに従い未燃物や一酸化炭素の発生が急増し、また層内脱硫は800~850℃に最高効率点があり、脱硫効率は燃焼温度が最高効率点より低くなるにつれて漸減し、逆にそれより高くなるにつれ激減するが、本発明によるときは流動層主燃焼部における温度を最適の温度範囲内に維持するのが容易となり、効率的に燃焼を維持でき発生SOxを低く抑えると共に希望する温度の過熱蒸気を得ることが可能となる。

良好な燃焼による効果を詳述すると次の如くである。

流動層炉においては、燃焼の50~80%程度は流動層内で行なわれるが、流動層主燃焼部の温度を最適温度に維持

できることから、燃焼効率を高く保持できる。従つて高いボイラ効率を得ることができるのみでなく、生成する灰分も未燃分が少なく安定した少量のものとなる。又、排ガス中のCOの濃度を抑えることができる。

脱硫につき詳述すると次の如くである。

流動層に流動媒体に近い粒径のないしは若干大きな粒径のライムストーンやドロマイト等のカルシウム炭酸塩等の化合物を投入することにより、これらカルシウム化合物が流動層内で脱炭酸反応を起し活性化して燃焼物に含まれる硫黄分の酸化による生成SOxと反応して、石膏等に固定脱硫するいわゆる層内脱硫を高効率的に行い、投入カルシウム量が少なくても低い排ガスSOx濃度となり公害を軽減すると同時に、カルシウム費用が灰の生成量を小さいものとする事ができる。

さらに、総括伝熱係数は従来の排ガス中におかれた蒸気過熱器が $40\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ と低いのに対して、流動媒体層内であるために $80 \sim 200\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ 前後と、2～5倍となり、加熱源も $800^\circ\text{C}$ 前後の温度をもつ流動媒体であり、温度差を運転条件にかかわらず大きくかつ安定して確保でき、従つて所定伝熱面積は $1/2 \sim 1/10$ 程度ですむことになる。

また、部分負荷運転を行なう場合、本発明によれば、循環層部からの熱回収量を部分負荷の割合に応じて散器管供給空気量を削減することにより減小させることによつて流動層温度を最適温度に維持できるため、容易に燃焼物を部分負荷に応じた量に減らすことができる。

従つて、蒸発量ターンダウン比20～30%まですみやかに円滑に無理なく同様の空気比、高いボイラ効率を維持しながら変化させることができる。

この場合、蒸気の流速も当然低下するが、蒸気出口温度がほぼ一定となるよう蒸気過熱循環層部において総括伝熱係数の変化を主体とした熱回収量の減小を得るべく散気管吹込風量を減小して流動を弱める。従つて、蒸気の流速低下による管内境膜伝熱係数の低下と同時に管外の境膜伝熱係数も流動が弱まることで低下する。そのため、管壁温度は極端に管外の流動媒体温度に近づくことをさけることができる。なお、伝熱層内には、例えば第2図又は第3図に示すようにリボンをひねつたり、コイルをひつぱつたりしたような乱流促進材27, 28を挿入しておくのが好ましい。これにより、蒸気であつても液体並みの管内境膜伝熱係数とすることができかつ流速減小による管内境膜伝熱係数の低下も小さくてすむ。

このため、流動媒体の流動が弱まるとはいつでも反射仕切寄りの部分は管外境膜伝熱係数の低下が遅れることになる。この様に循環層部への供給風量をしばつてゆくときになかなか流動の弱まりにくい部分における、伝熱管には蒸気の過熱の進んでない部分を通すとか、乱流促進を強める、耐熱性の高い材質を用いる、肉厚管を用いるなどの対策も有効である。更に効果的対策としてこの部分の伝熱等への供給蒸気は常に一定量以上流して流動の

弱まり易い部分の伝熱管での供給蒸気量を主に加減するようにすれば、伝熱管の温度管理が良好となり寿命を改善することができる。

停止時には、管外は全体が固定層の微弱な伝熱量となるために、余熱による微かな発生蒸気だけでも十分管壁を冷却することができる。しかも循環層の保有流動媒体量は少いので、1時間で $400 \sim 600^\circ\text{C}$ 前後にまで放熱で冷えてしまうため、材質にステンレス系のものを用いることにより、停止後の管理の問題はなくなる。

以上、蒸気過熱器を例にのべたが、例えば再熱式タービンへの蒸気供給のためのボイラの場合、蒸気過熱器とともに蒸気再熱器も設けるとよい。

この場合蒸気再熱器も蒸気過熱器と同様であるが、循環層部を流動層主燃焼部の温度制御部、蒸気過熱部、蒸気再熱部の3つの部分に分け、それぞれの部分の流動化

(散気) ガス供給を独立させて各々に流動化ガス量調節機構を設けて流動層主燃焼部温度、過熱器出口蒸気温度、再熱器出口蒸気温度によつて各々の部分への流動化(散気) ガス吹込風量を調節するとよい。

蒸気過熱循環層部や蒸気再熱循環層部での熱回収量が変動しても流動層主燃焼部の温度制御用循環層部によつて流動層主燃焼部の温度を介して補う形で熱回収量を調節するため、流動層主燃焼部においては常に適切な温度を保持しながら運転を継続することができる。

〔発明の効果〕

以上の様に本発明によれば、流動層温度を制御しながら次の事が可能となる。

- ・ 過熱器又は再熱器の伝熱面積を従来の $1/2 \sim 10$ 程度とすることができる。
- ・ 過熱器又は再熱器への伝熱量を調節して蒸気過熱温度を常に設定値に近い範囲に保持できる。このため減温器が不要となり、また必要以上に高い温度にさらす不安がなくなつて過熱器又は再熱器の寿命がのびる。

従つて、過熱器又は再熱器の補修費を小さなものとする事ができる。さらに、循環層においては、下降する流動媒体の流れの中に伝熱面があることから、弱い流動—移動層であつても伝熱面周面に流動媒体の動かぬ部分は生じにくく、従つてスケーリングやデポジットの生成もほとんどなく熱回収量の経時変化はないといつてよい。従つて、いたずらにスケール等による伝熱の低下を考慮して伝熱面積に余裕を持たせたりする必要はなく、また都市ごみ等スケーリングやデポジットを生成し易い燃焼物のボイラにも容易に過熱器ないし再熱器を設けることができる。このため、この様なものを対象とした設備におけるタービン効率を大巾に改善し、発電量を増加することができる。従つて、熱回収部を燃焼部より独立させた層内型循環型流動層ボイラの実用上化において単に熱回収を蒸気で行つたというにとどまらない、多大で多方面にわたる効果を生じ、本発明の意義は大であるといえる。



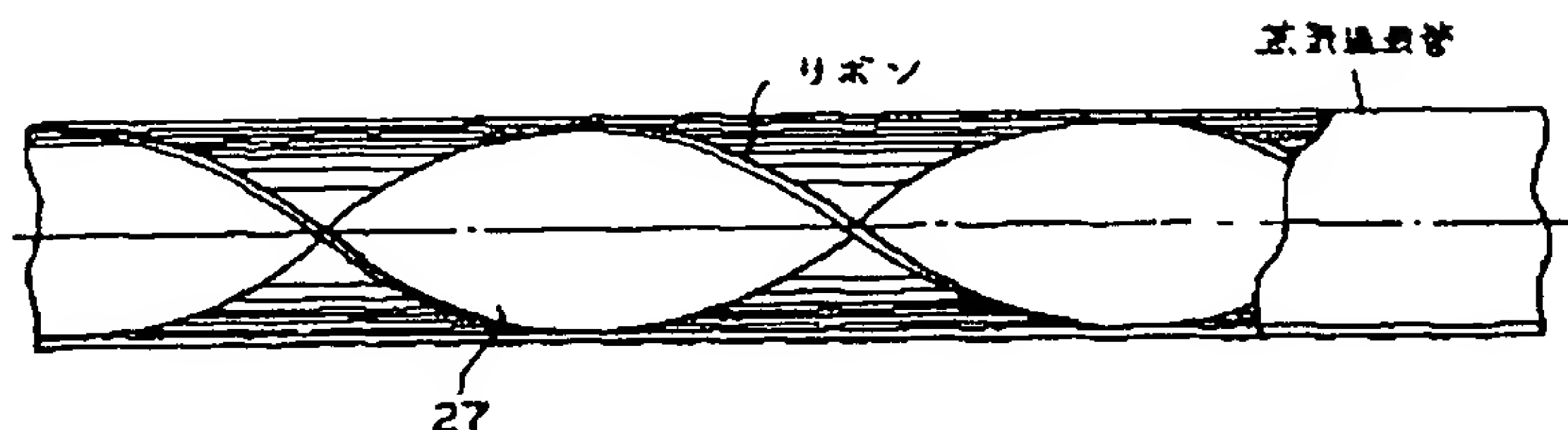
## 【図面の簡単な説明】

第1図は本発明の流動層ボイラの蒸気温度制御装置の一実施例を示す図、第2図及び第3図は伝熱管内に挿入する乱流促進材を示す図、第4図は流動化質量速度 ( $G_m f$ ) と伝熱係数及び摩耗速度の関係を示す図、第5図及び第7図は本発明の改善の対象となつた旋回流型流動床式熱回収装置の一実施例を示す全体の縦断面図、第6図は第5図のボイラ室のA-A線における矢視図、第8図は熱回収室の流動空気量 ( $G_m f$ ) と熱回収室に循環される流動媒体循環量との関係を示す図、第9図は熱回収室の散気ガス風量 ( $G_m f$ ) と下降移動層沈降速度の関係を示す図、第10図は熱回収室下部の開口部に設けた仕切りを説明するための断面図、第11図は第10図のD-D線における矢視図、第12図、第13図、第14図、第15図及び第16図は、夫々本発明の改善の対象となつた旋回流型流動床式熱回収装置の他の実施例を示す全体の断面図、第17図は第13図乃至第16図に示す実施例における熱回収室の伝熱管並びに散気装置を説明するための図面、第18図は同水管の垂直部分、及び開口部の配列を説明するための図面、第19図、第20図及び第21図は、散気装置の設置状

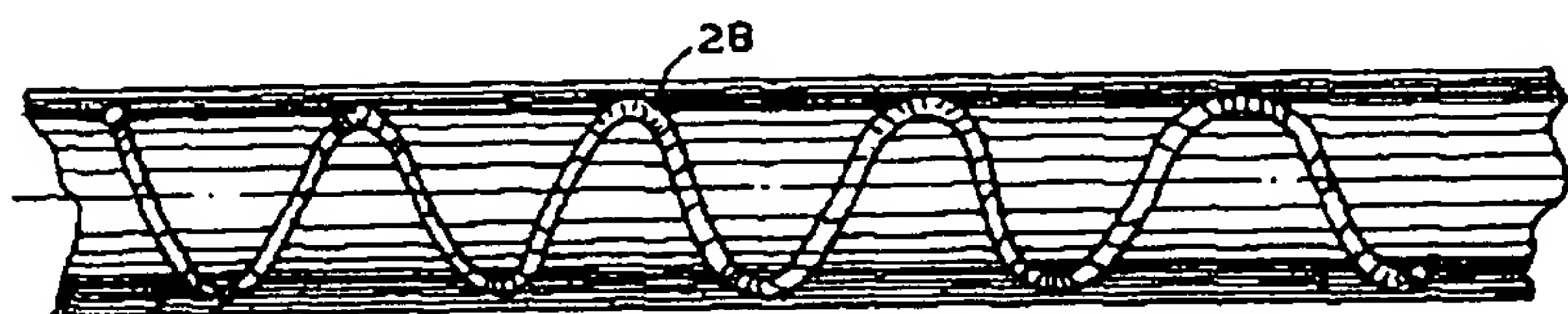
態及び該散気装置に設けられたガス噴出口の開口の状態を説明するための図面、第22図、第23図及び第24図は、夫々第19図、第20図及び第21図に示す如き散気装置を設けた場合における開口Bからのガス質量速度と開口A、B、Cからのガス質量速度の関係を示す図面、第25図、第26図及び第27図は、夫々第19図、第20図及び第21図に示す如き散気装置を設けた場合における各噴出口から噴出されるガスの質量速度の相関関係を示す図面、第28図は散気装置を水平に設け、且つ噴出口を均一に設けた場合と、第21図に示す如き散気装置を設けた場合における平均散気ガス質量速度と平均伝熱量との関係を示す図面、第29図は熱回収室平均散気ガス量と伝熱係数との関係を示す図面、第30図は循環層部を2つに区分して使用する場合を説明するための図面である。

1, 51……炉、2, 52……分散板、4, 5, 6, 54, 55, 56, 56' ……空気室、8, 58……反射壁仕切、9, 59……循環層部（熱回収部）、12, 12', 62……散気装置、13, 63……開口部、15, 15', 65……伝熱管、21, 25……温度測定器、22, 26……温度制御器、24, 27……流量調節ダンパ

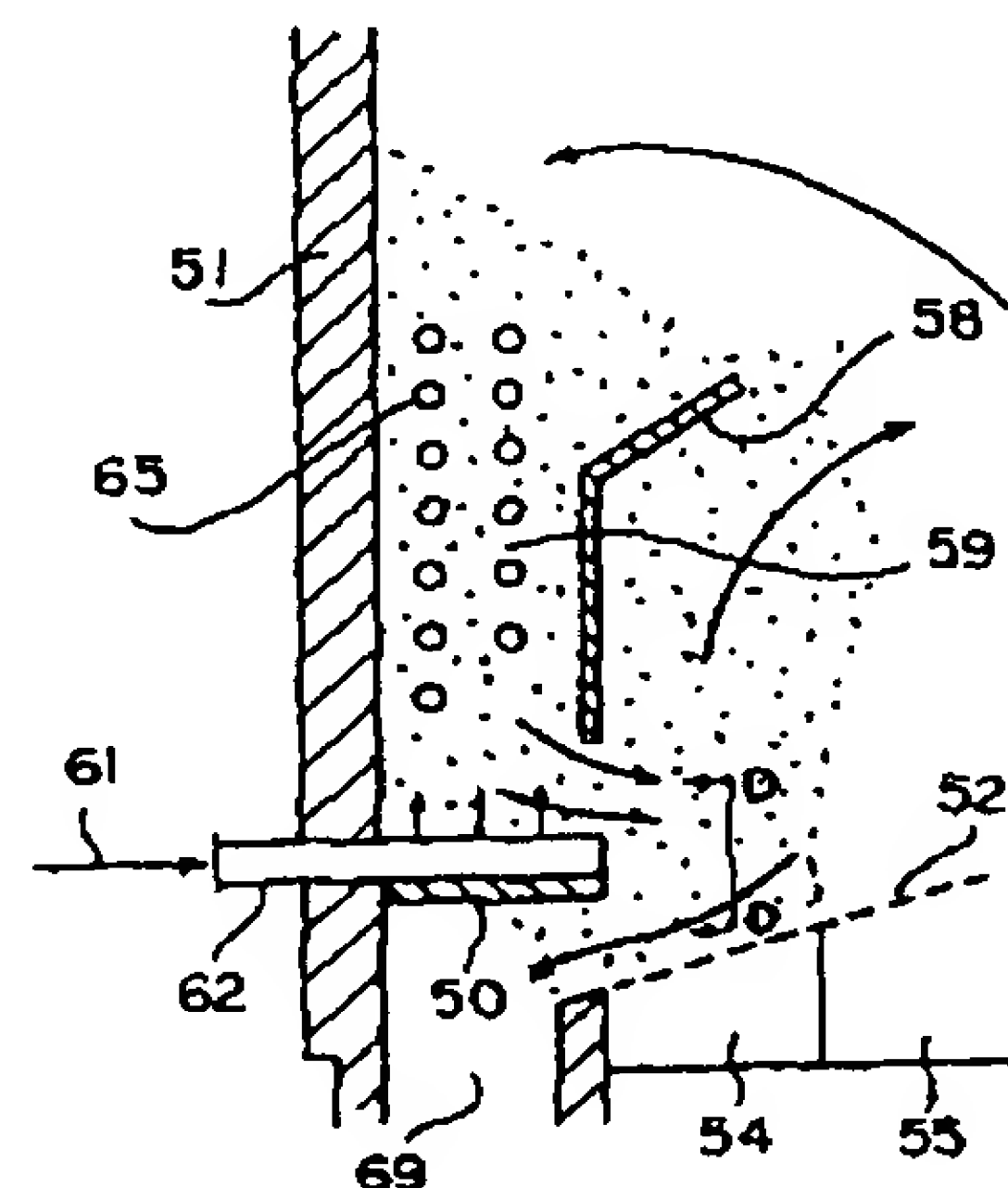
【第2図】



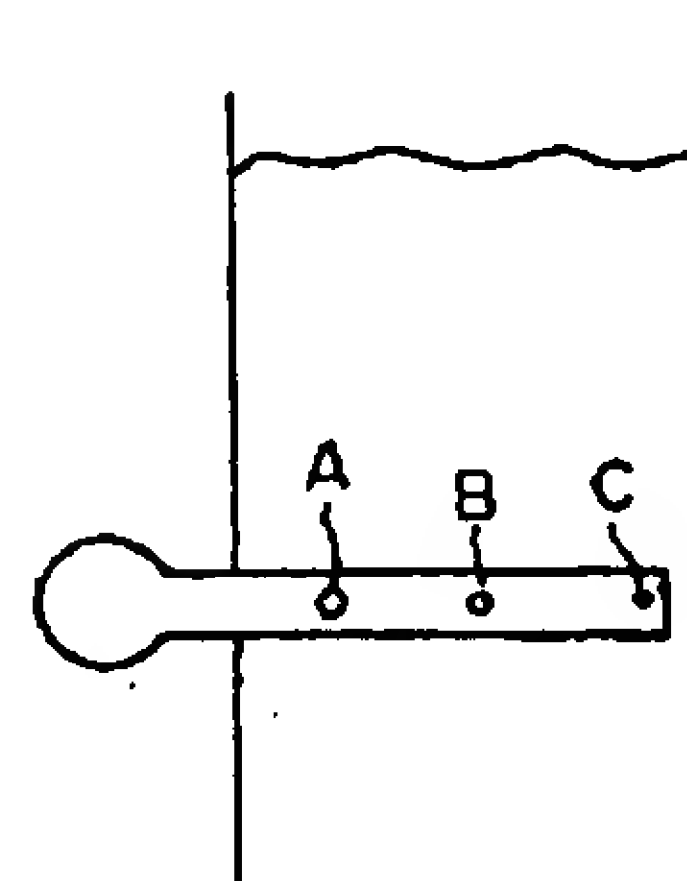
【第3図】



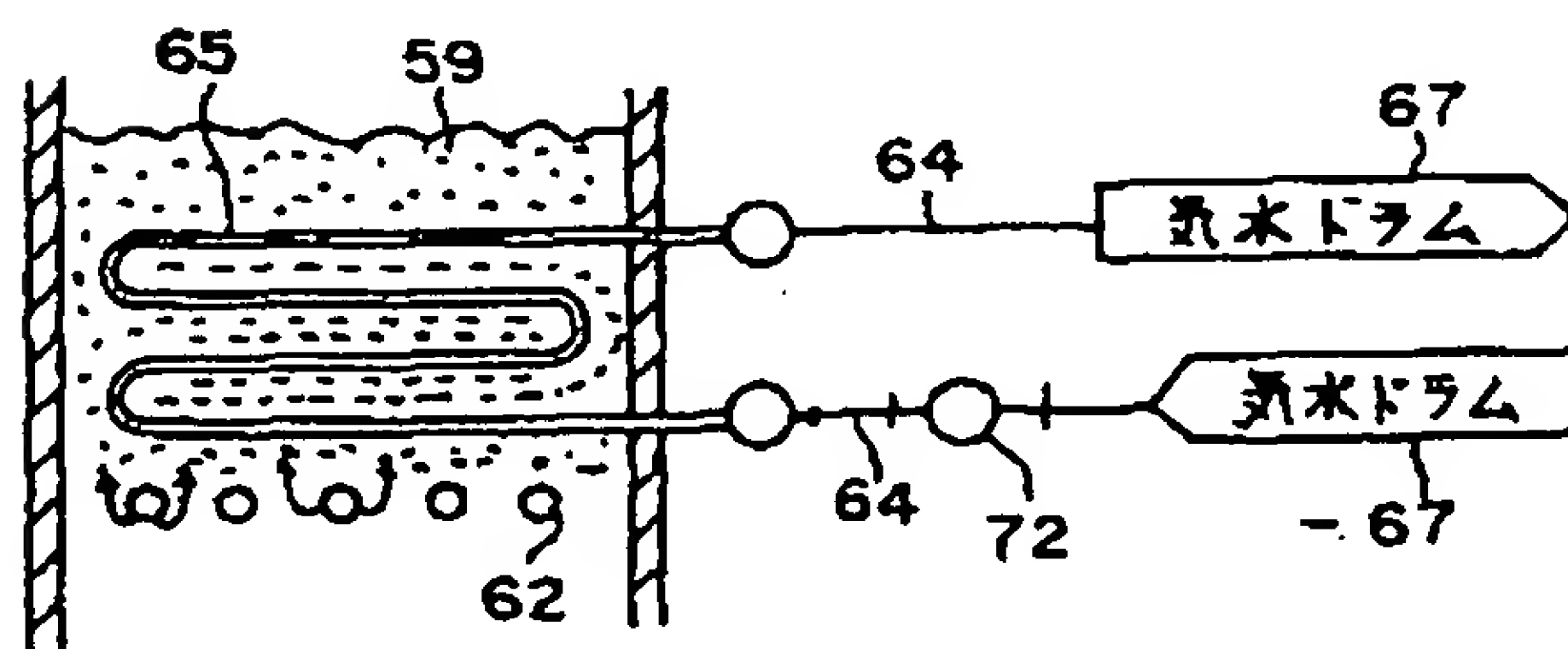
【第10図】



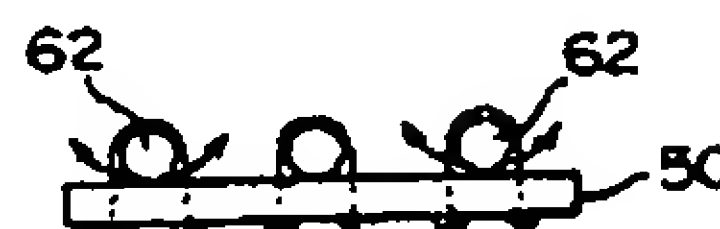
【第19図】



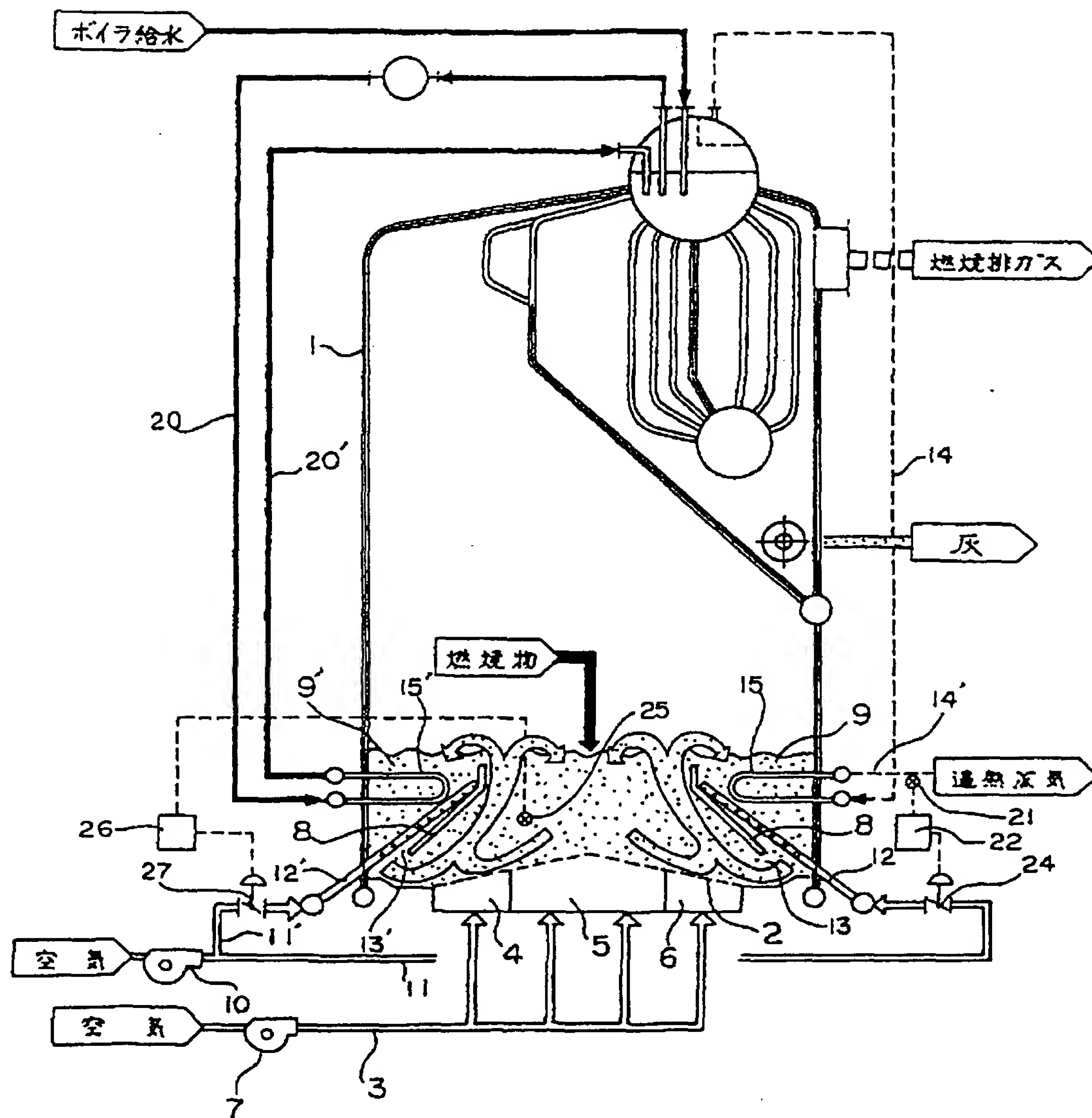
【第6図】



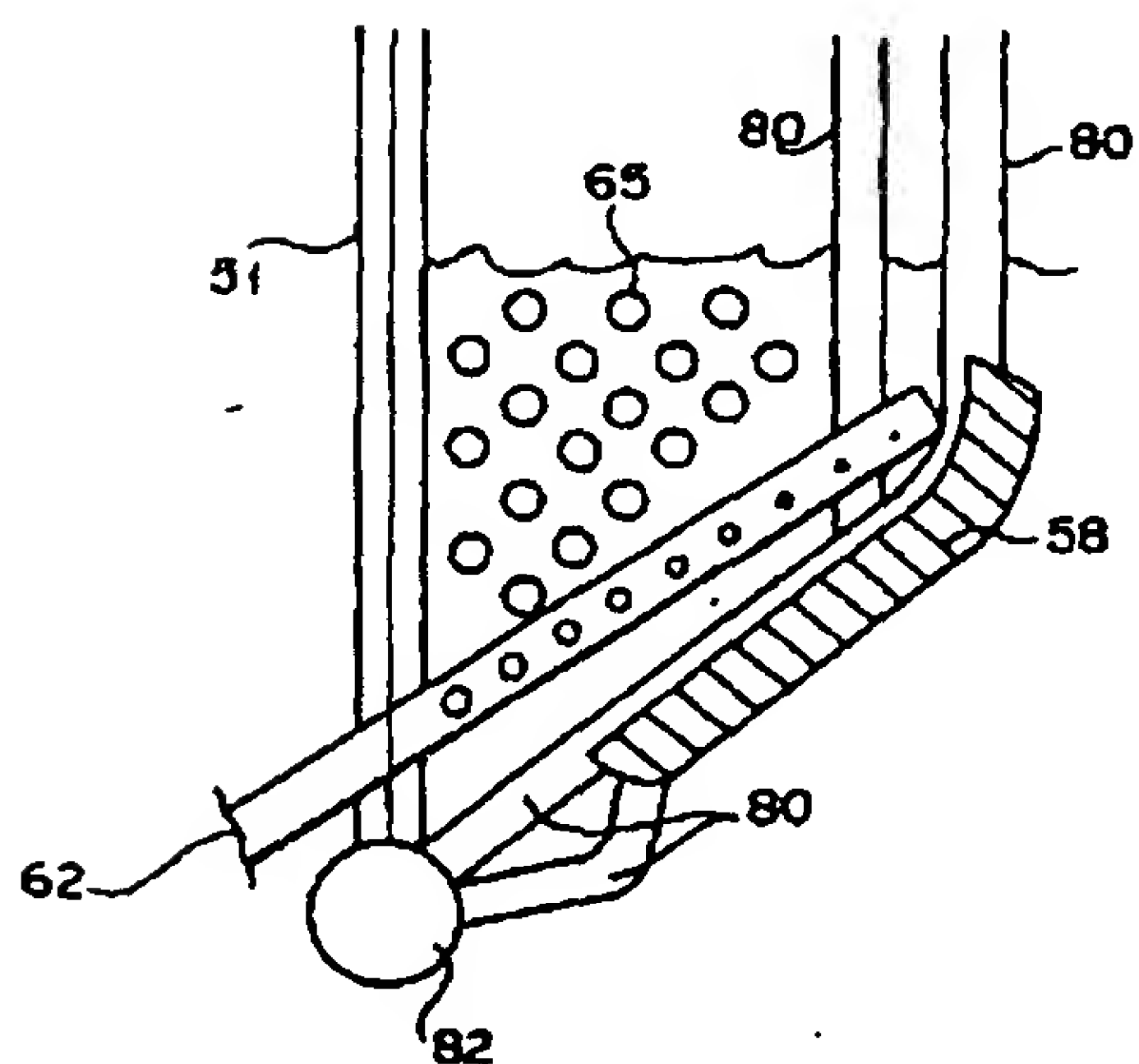
【第11図】



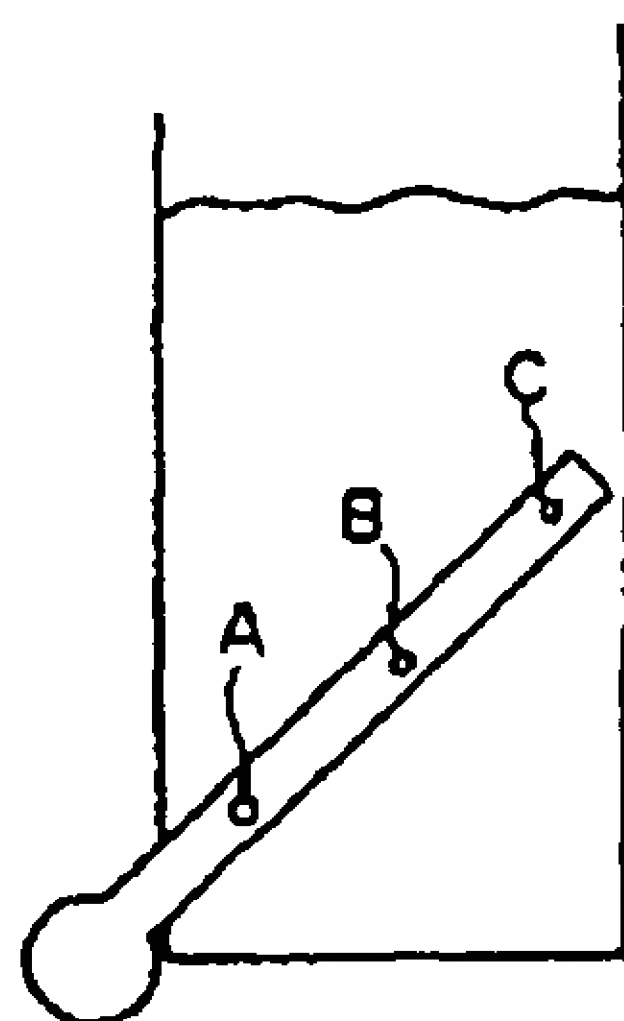
【第1図】



【第17図】



【第20図】



【第21図】

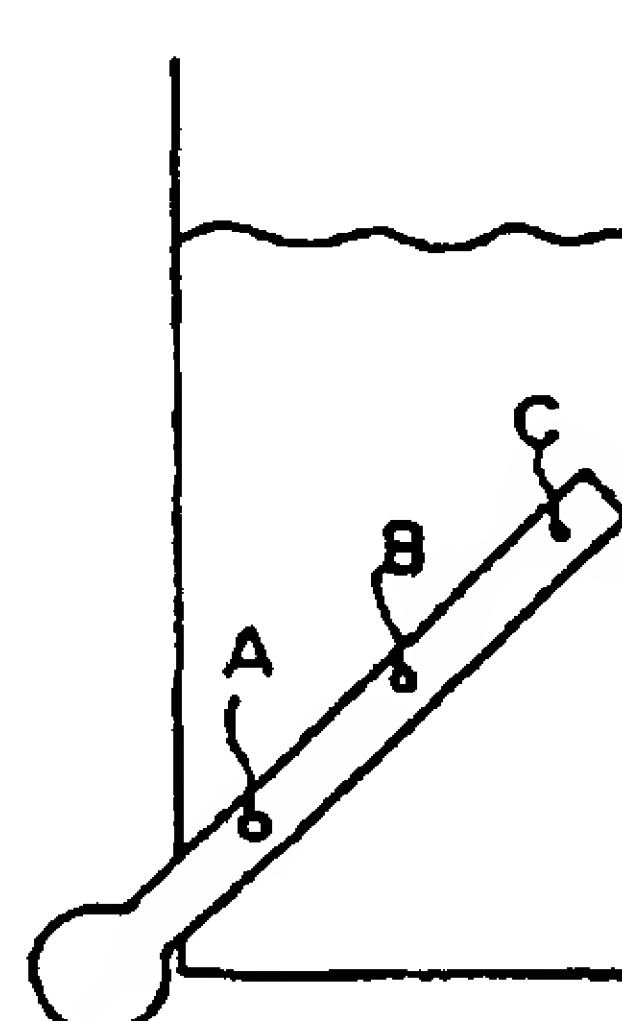
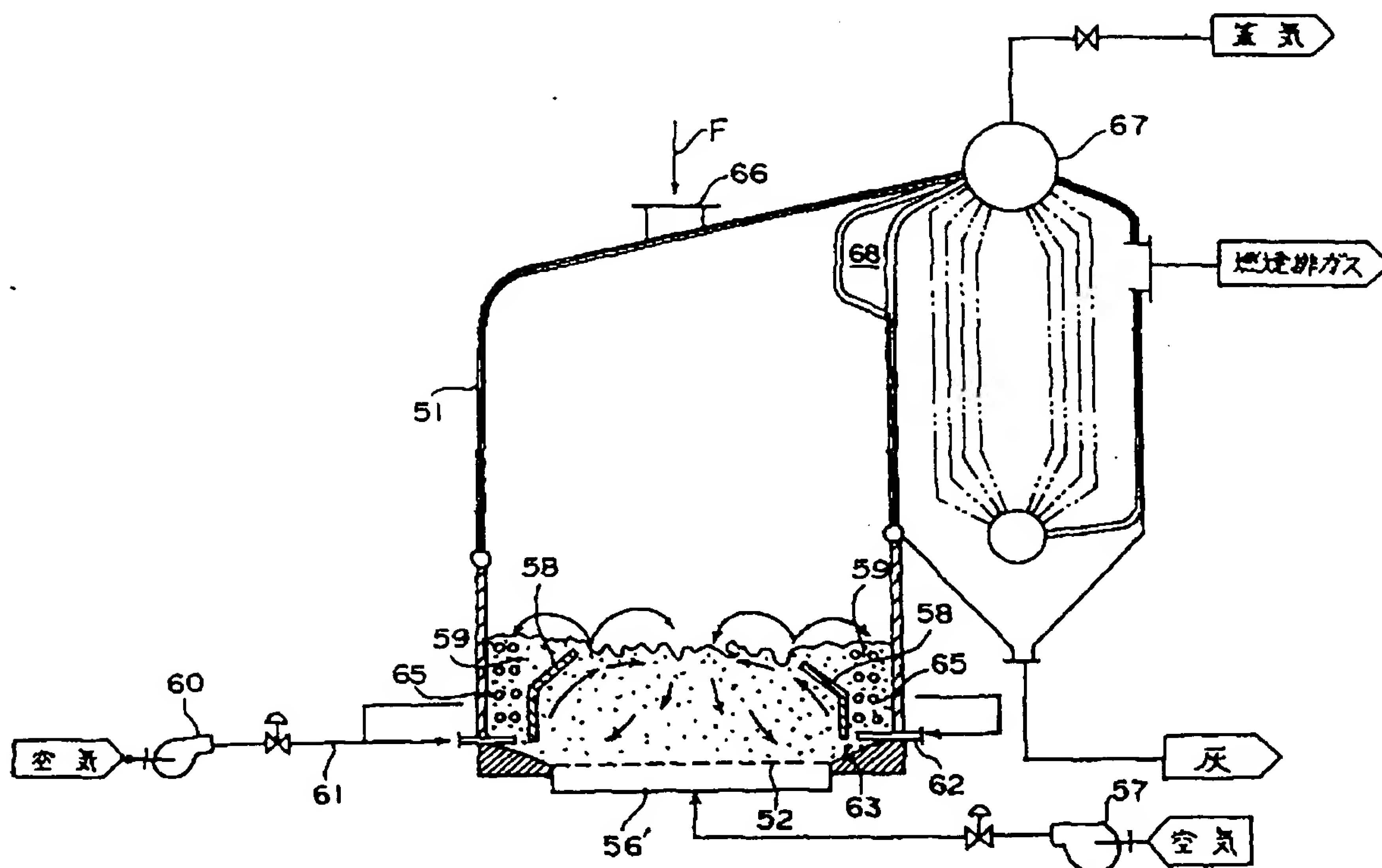


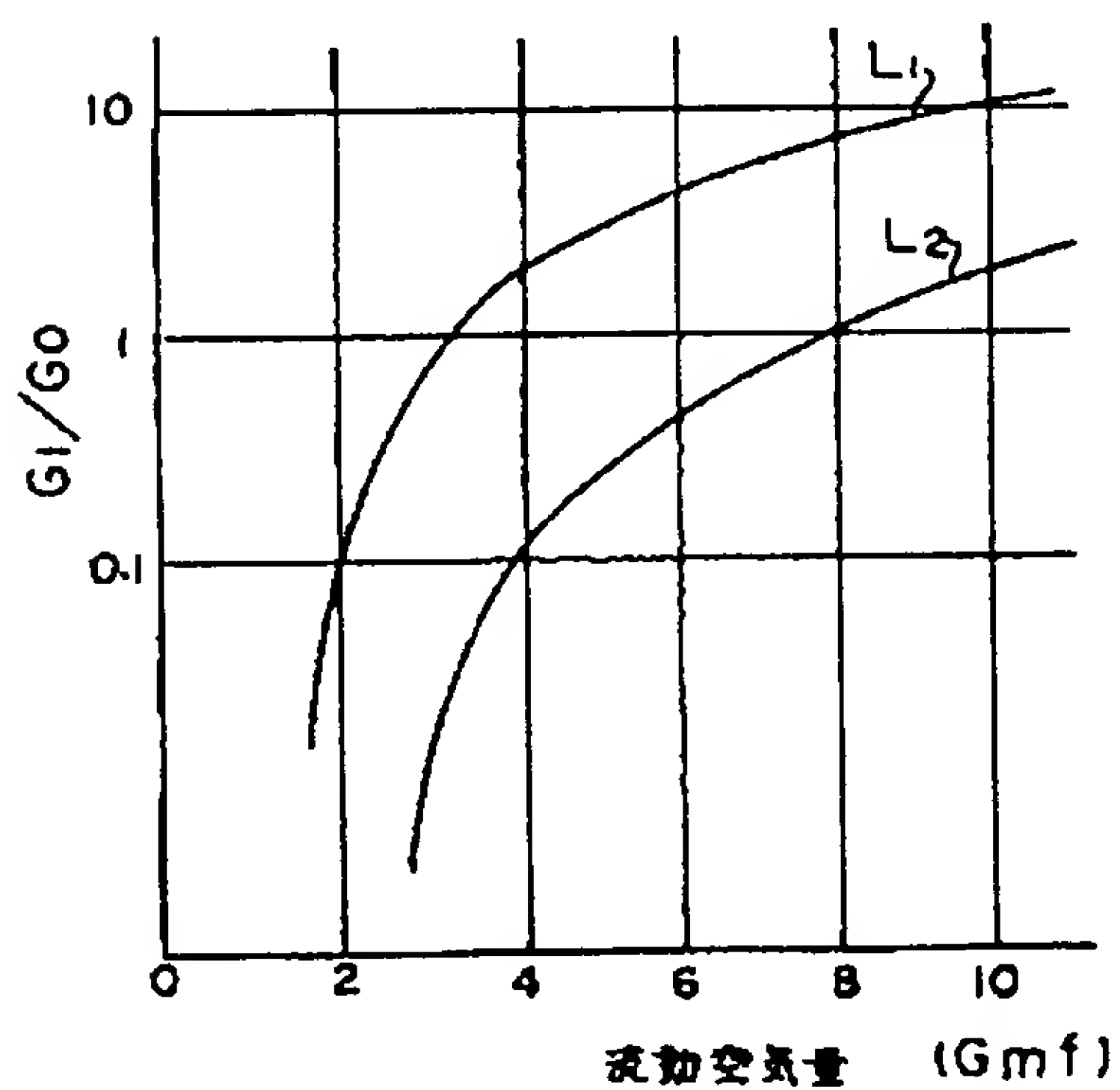


Figure 1 is a line graph with two y-axes. The x-axis is labeled '流動空気量 (Gmf)' (Flow Air Volume (Gmf)) and ranges from 0 to 5. The left y-axis is labeled '腐蝕速度, (mm/year)' (Corrosion Rate, (mm/year)) and the right y-axis is labeled '伝熱量 (kcal/m²h)' (Heat Transfer Rate (kcal/m²h)). A solid line represents the heat transfer rate, which rises sharply from 0 at 0 Gmf to a peak of about 1.8 Gmf, then gradually declines. A dashed line represents the corrosion rate, which starts at 0 and increases steadily as the flow air volume increases.

【第7図】

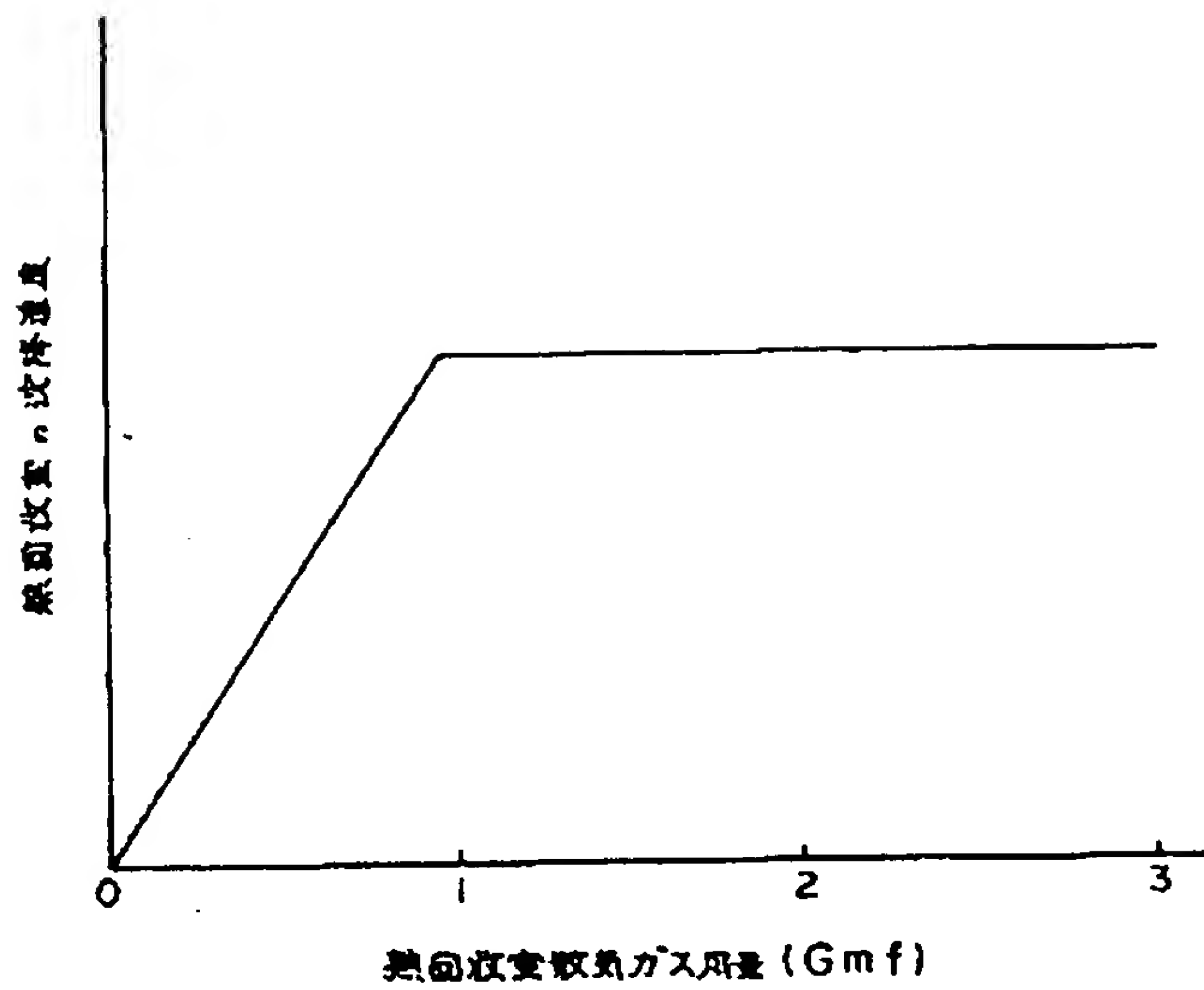


【第8図】

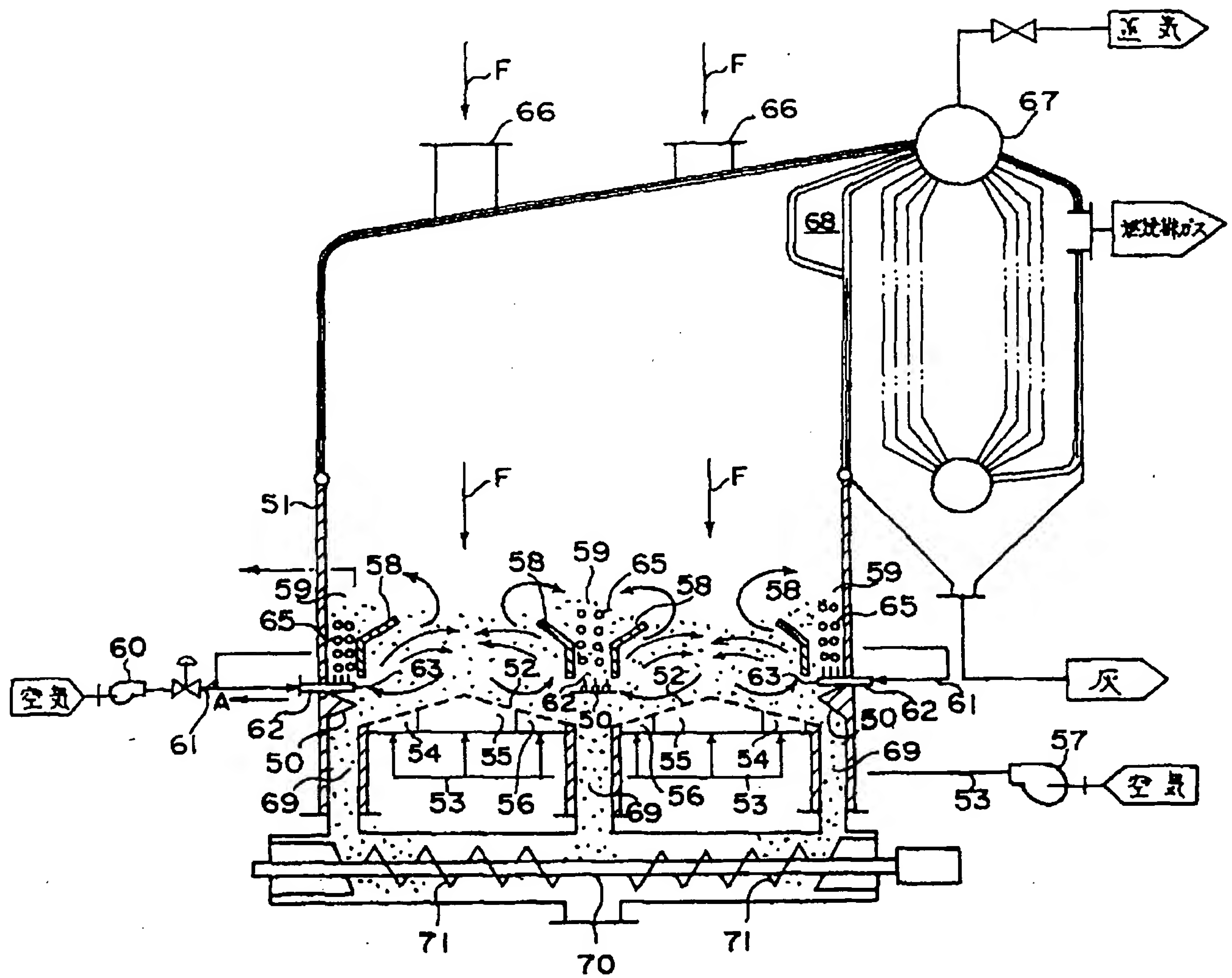


注:  $G_{mf}$  は最良流動化速度  
 $G_1$  は流 媒体循環量  
 $L_1$  は流動層高が流動空気を収めきれない状態での仕切壁上端までの場合  
 $L_2$  は流動空気を収めきれない燃焼部における流動層高がほぼ仕切壁上端になる場合  
 $G_0$  は  $L_1$  の場合の流動空気量  $3G_{mf}$  における流動媒体循環量

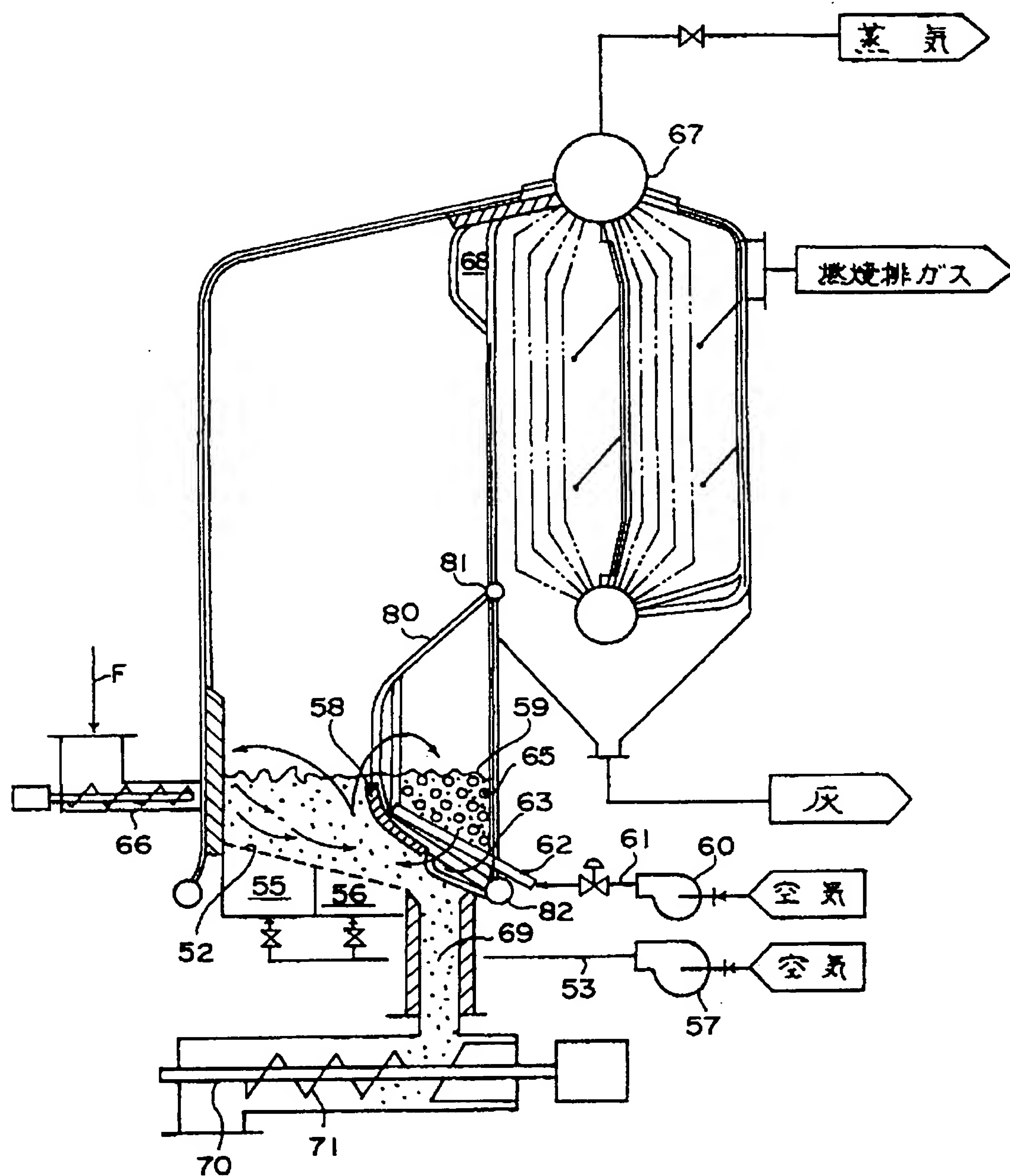
【第9図】



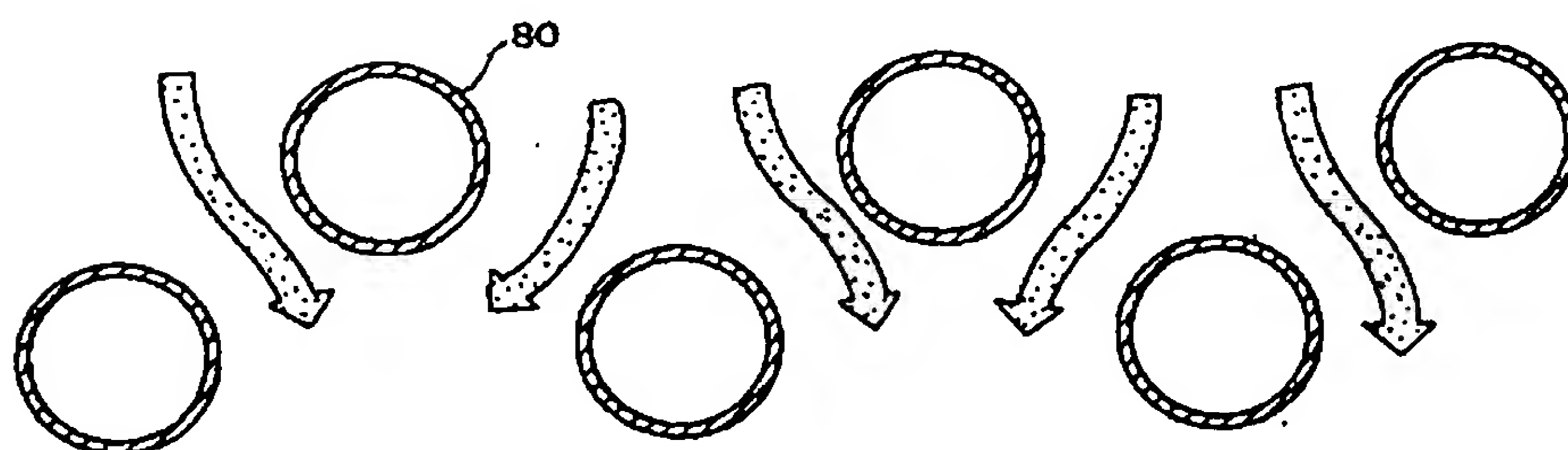
【第12図】



【第13図】

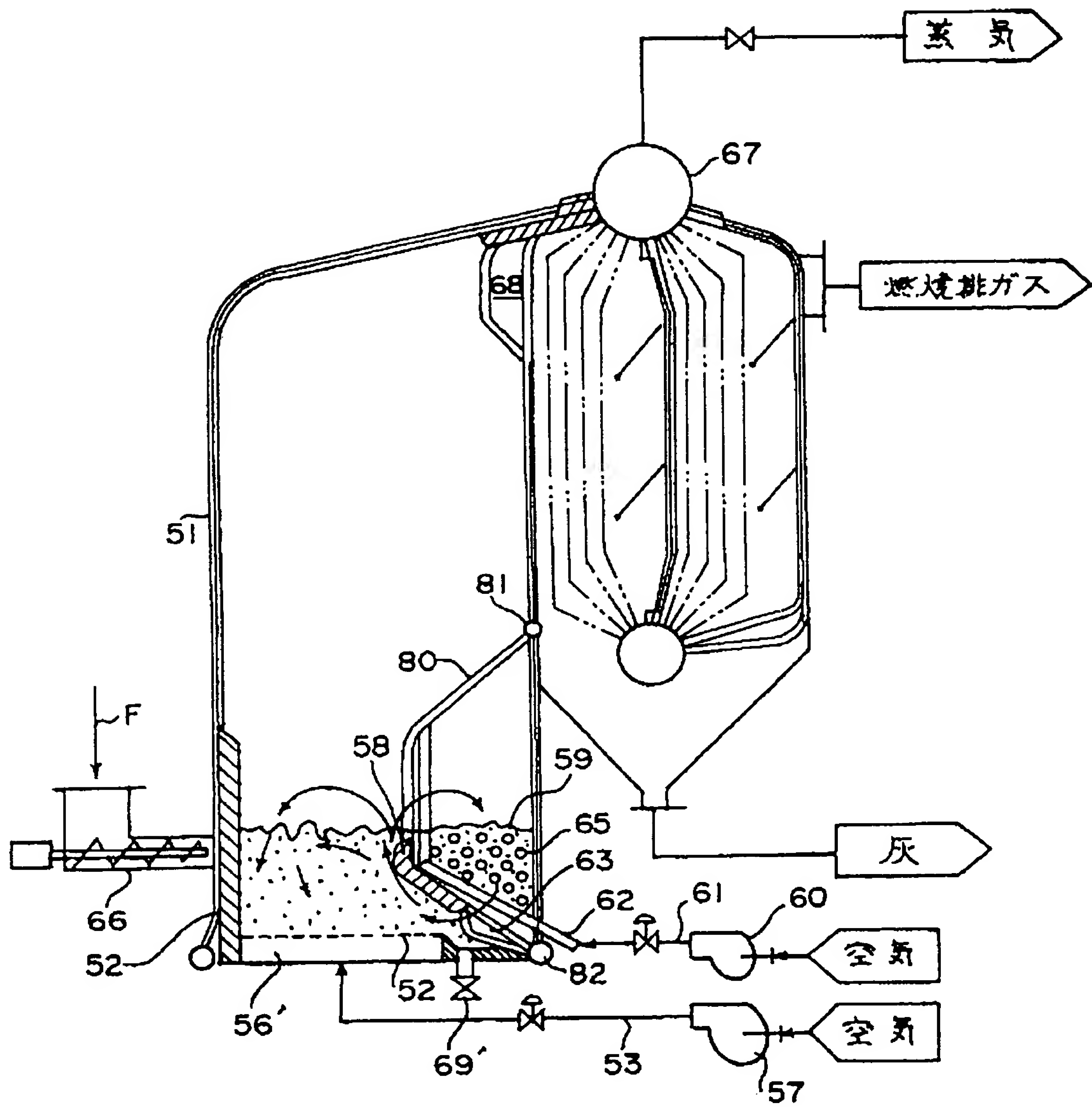


【第18図】



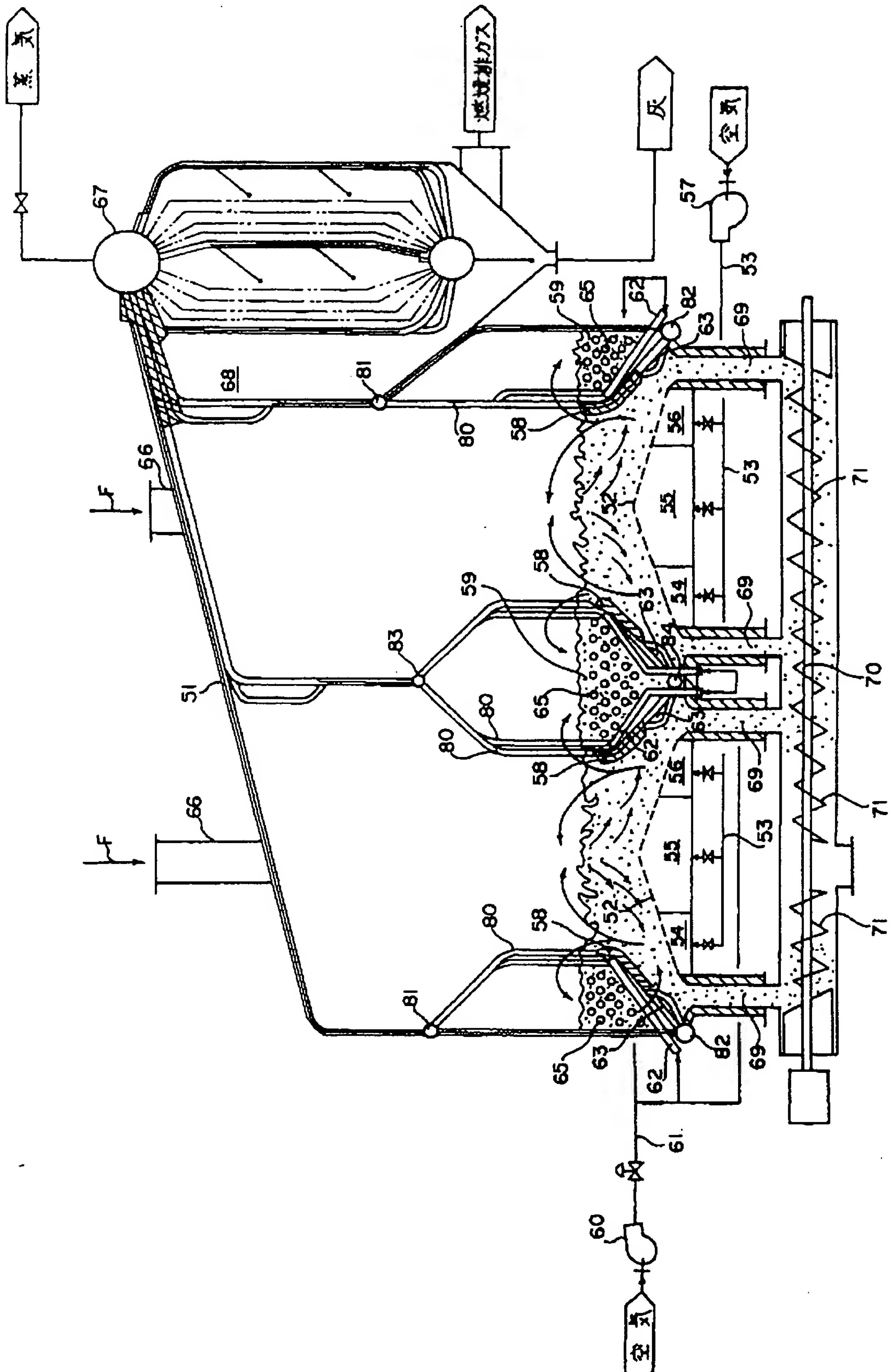


【第14図】

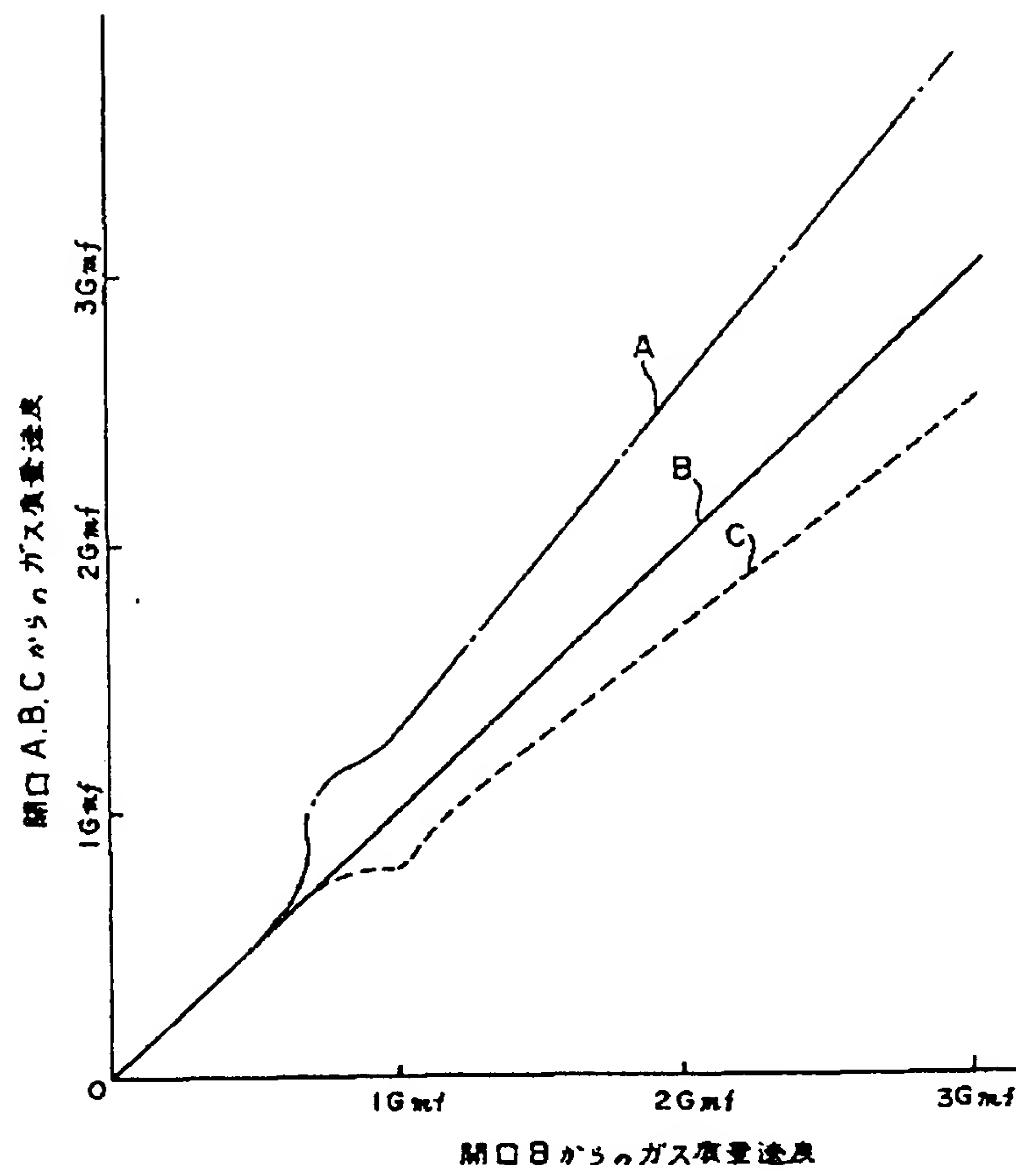




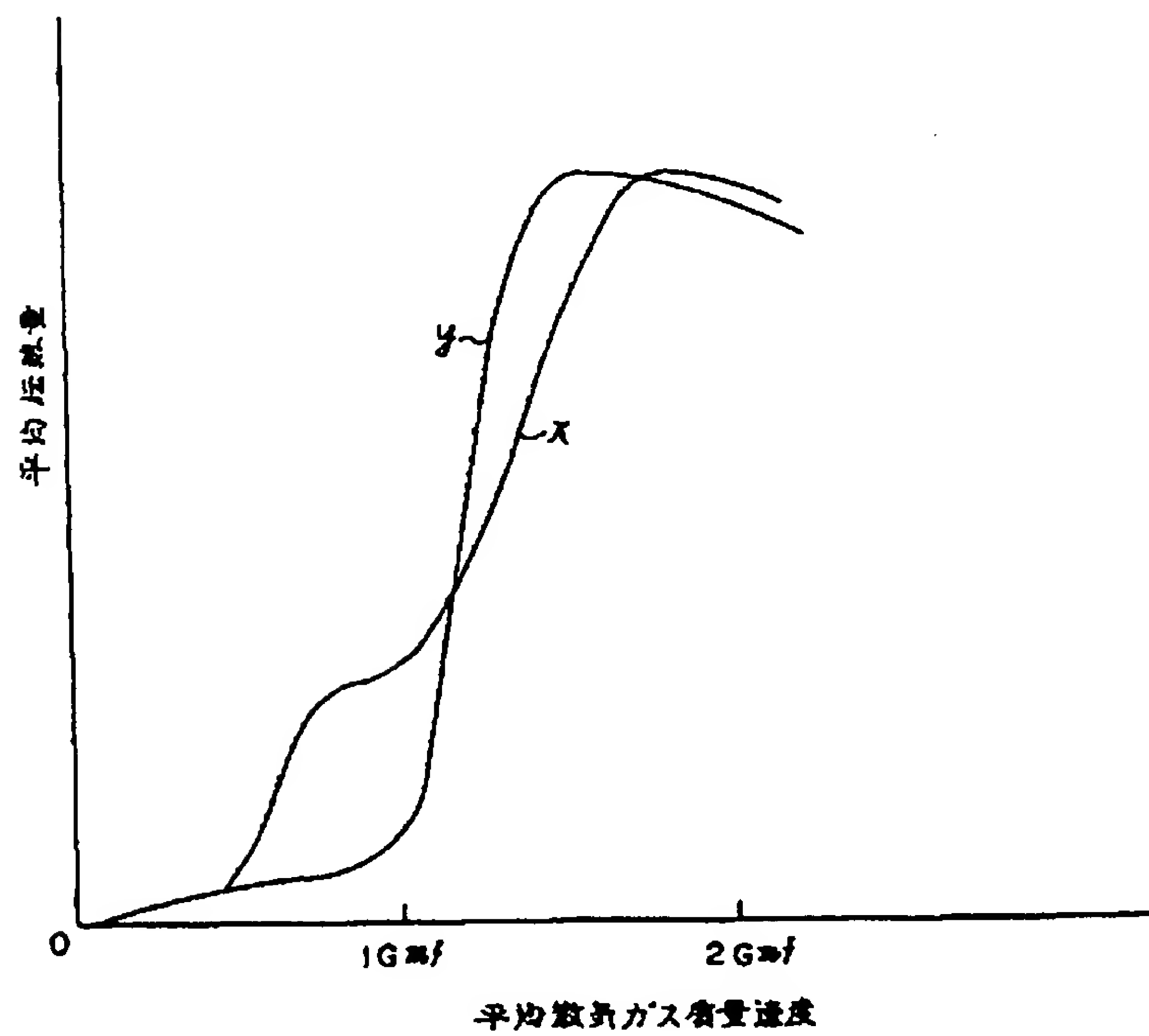
【第16図】



【第22図】

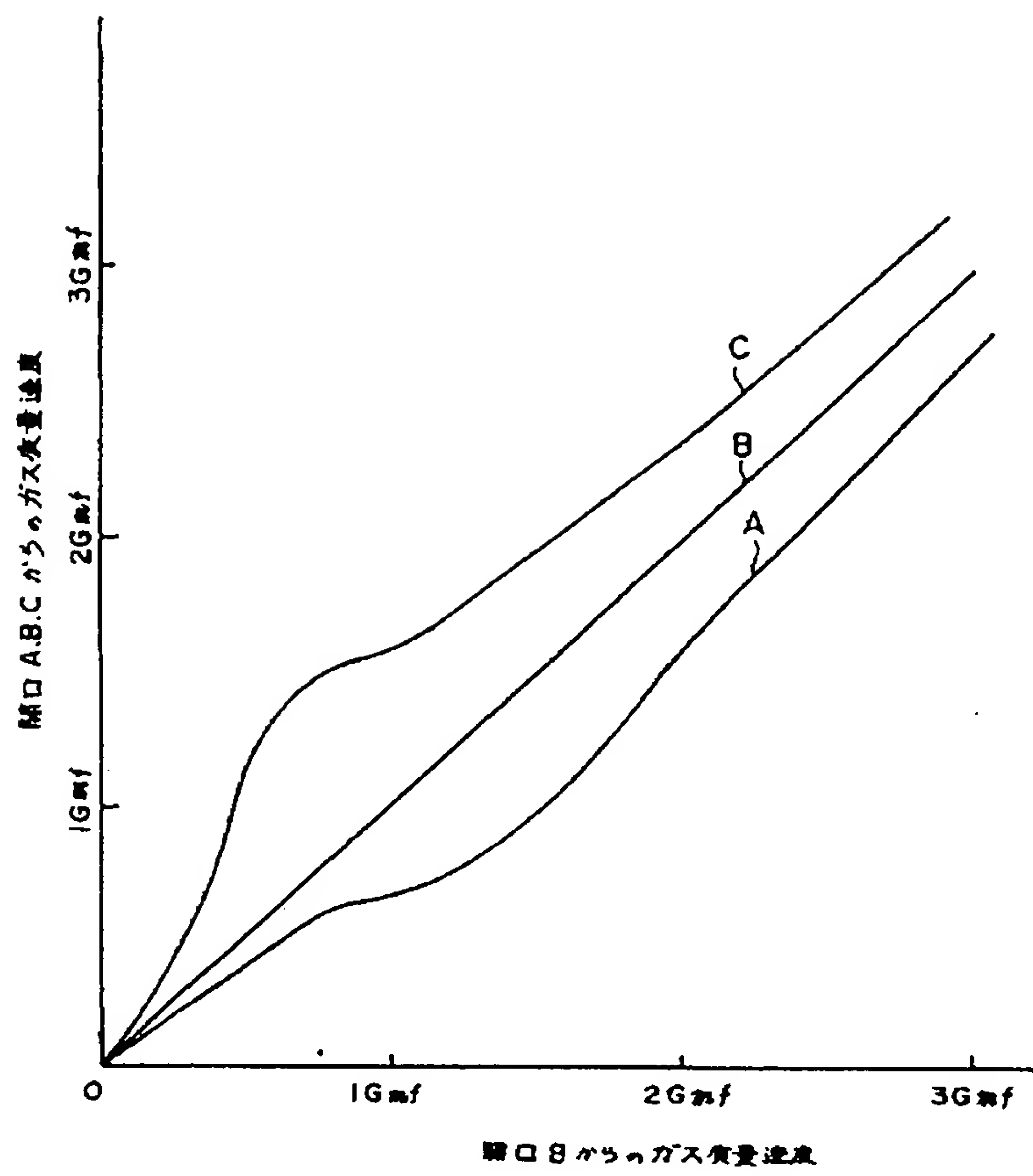


【第28図】

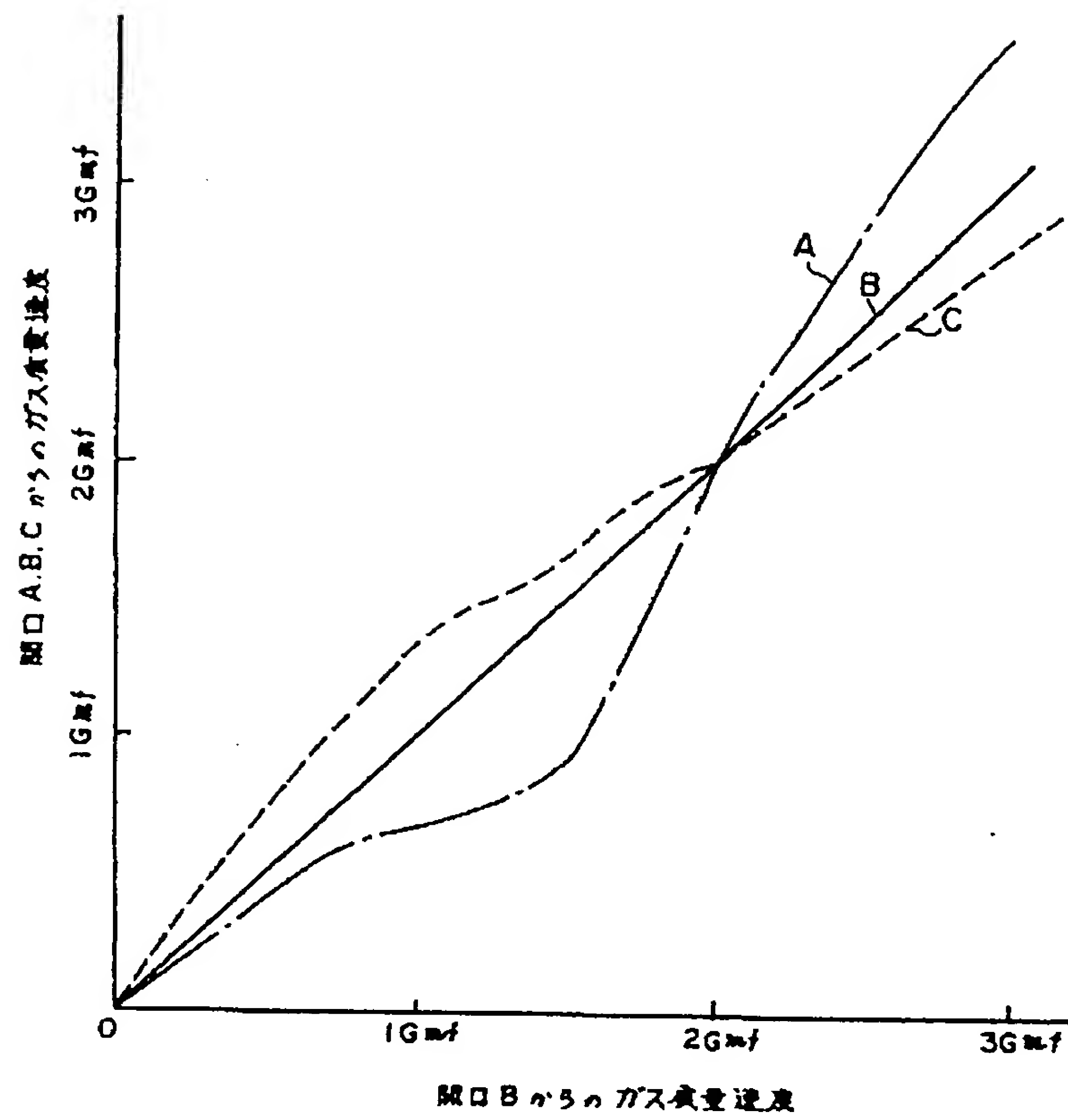




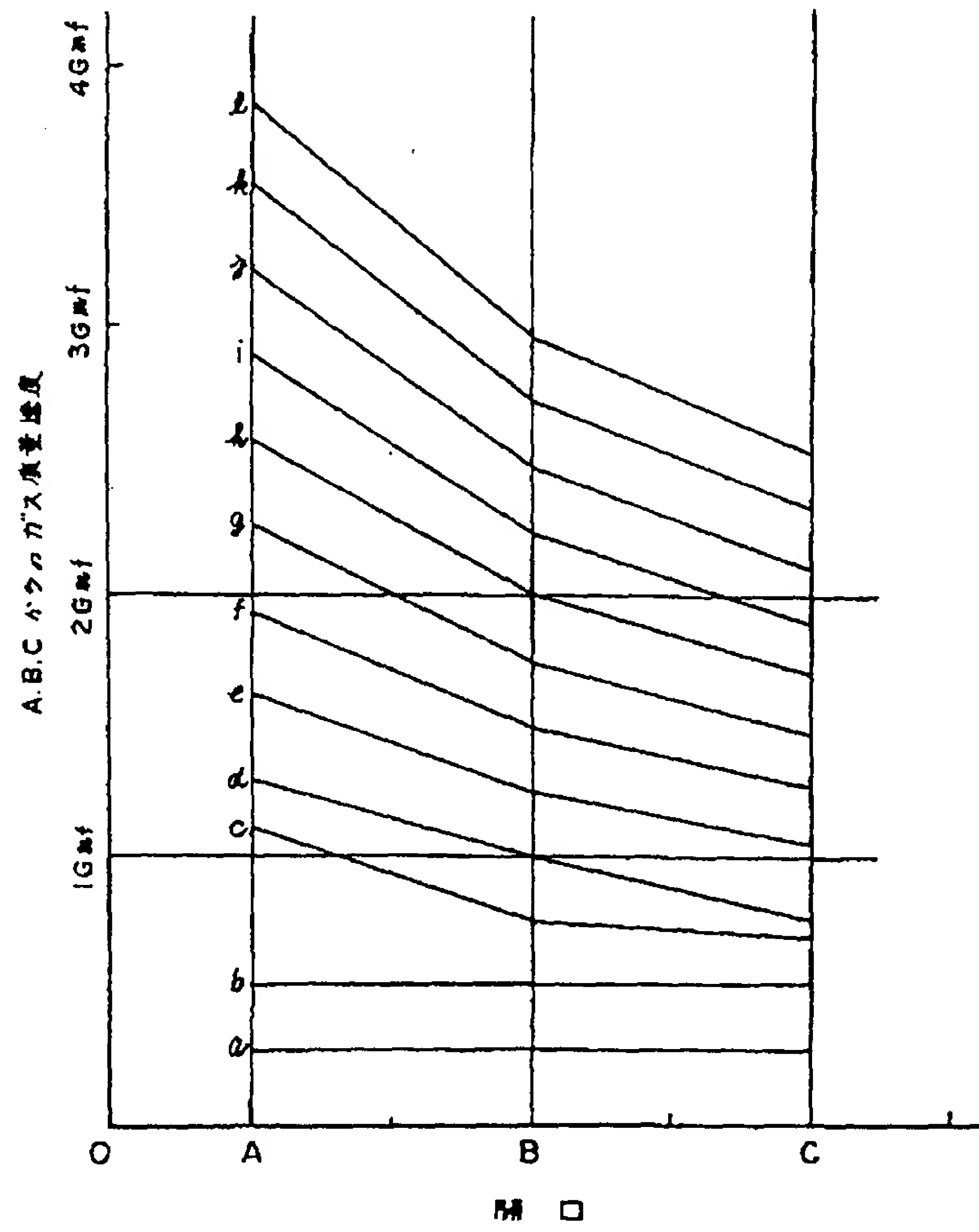
【第23図】



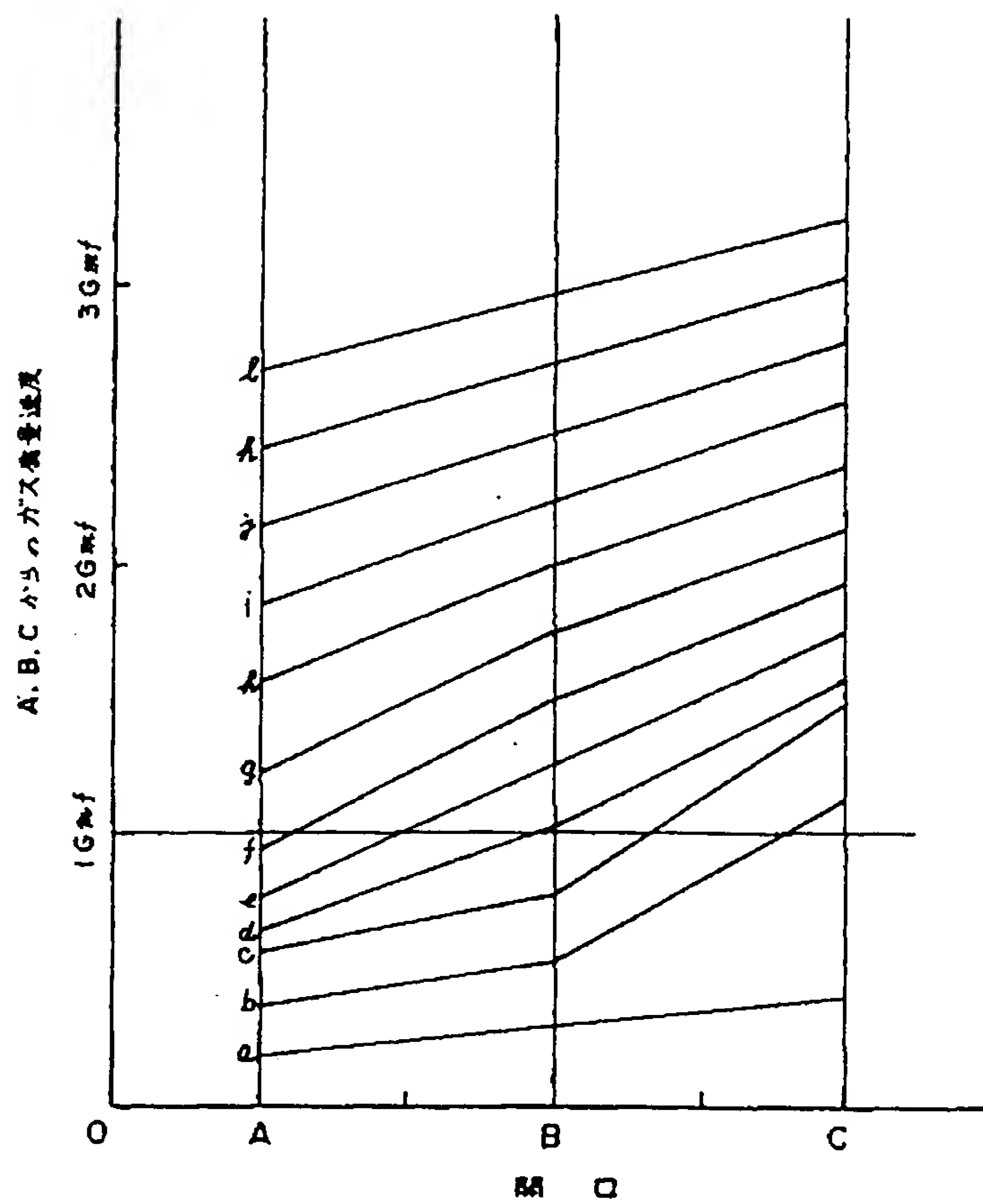
【第24図】



【第25図】

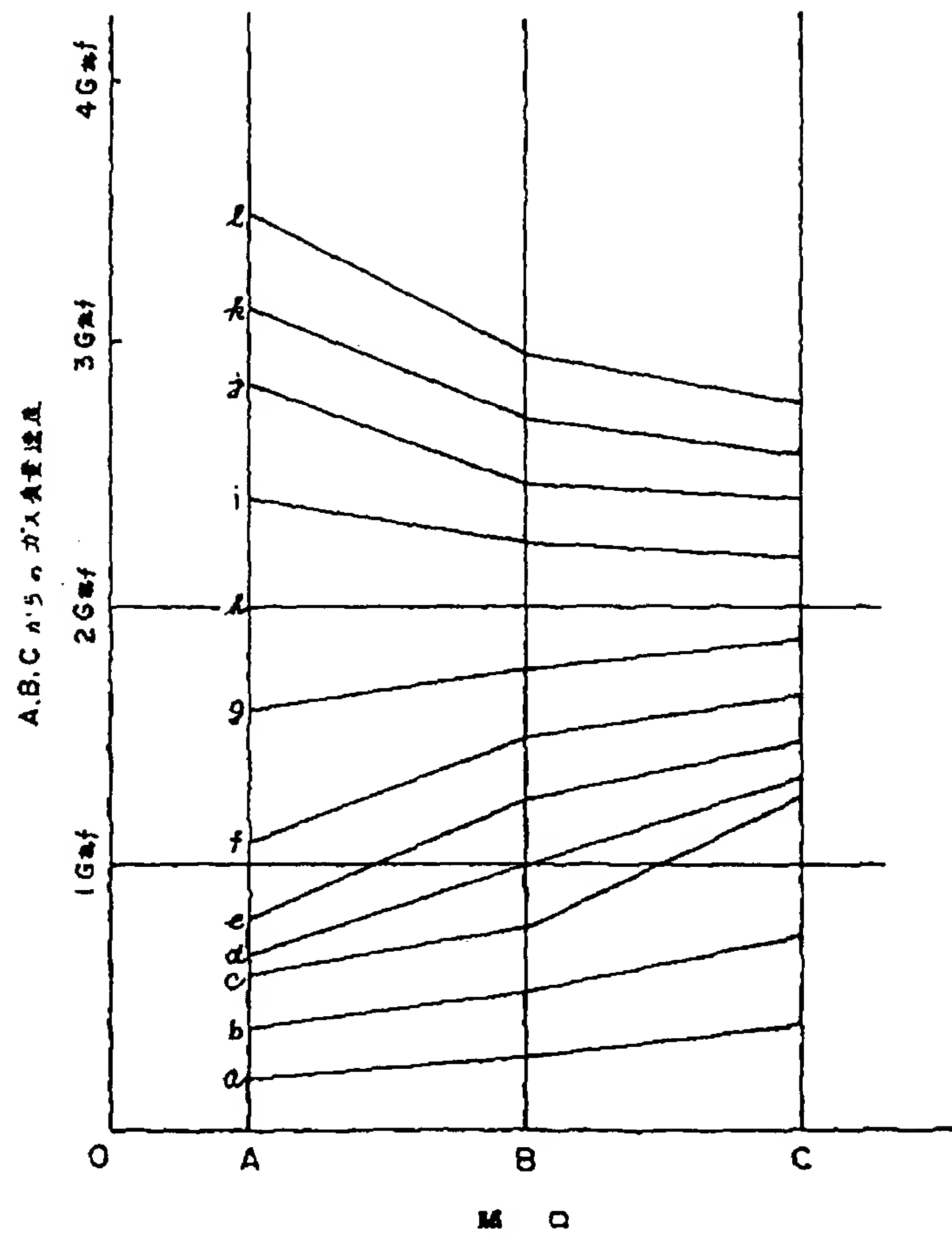


【第26図】

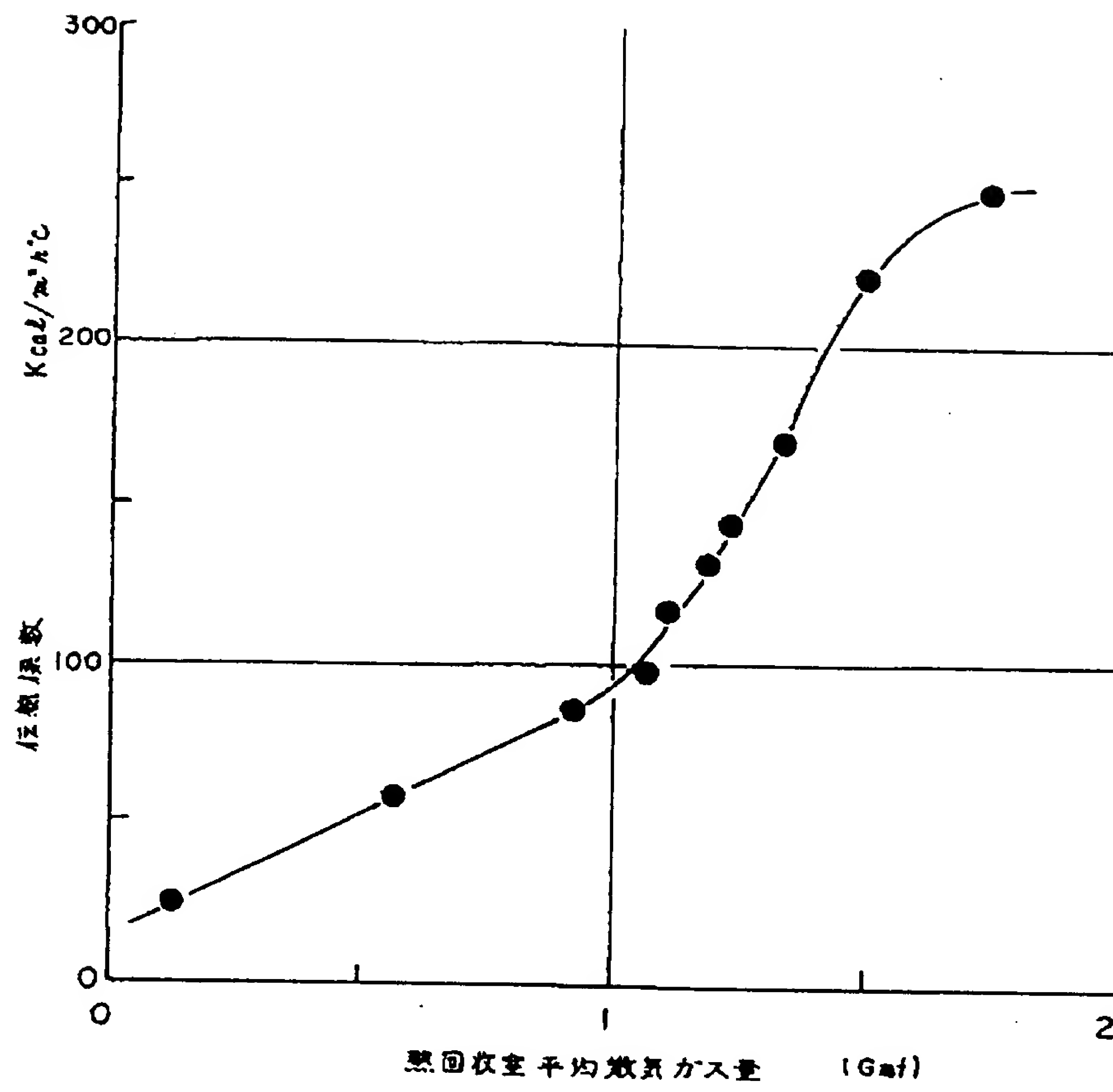




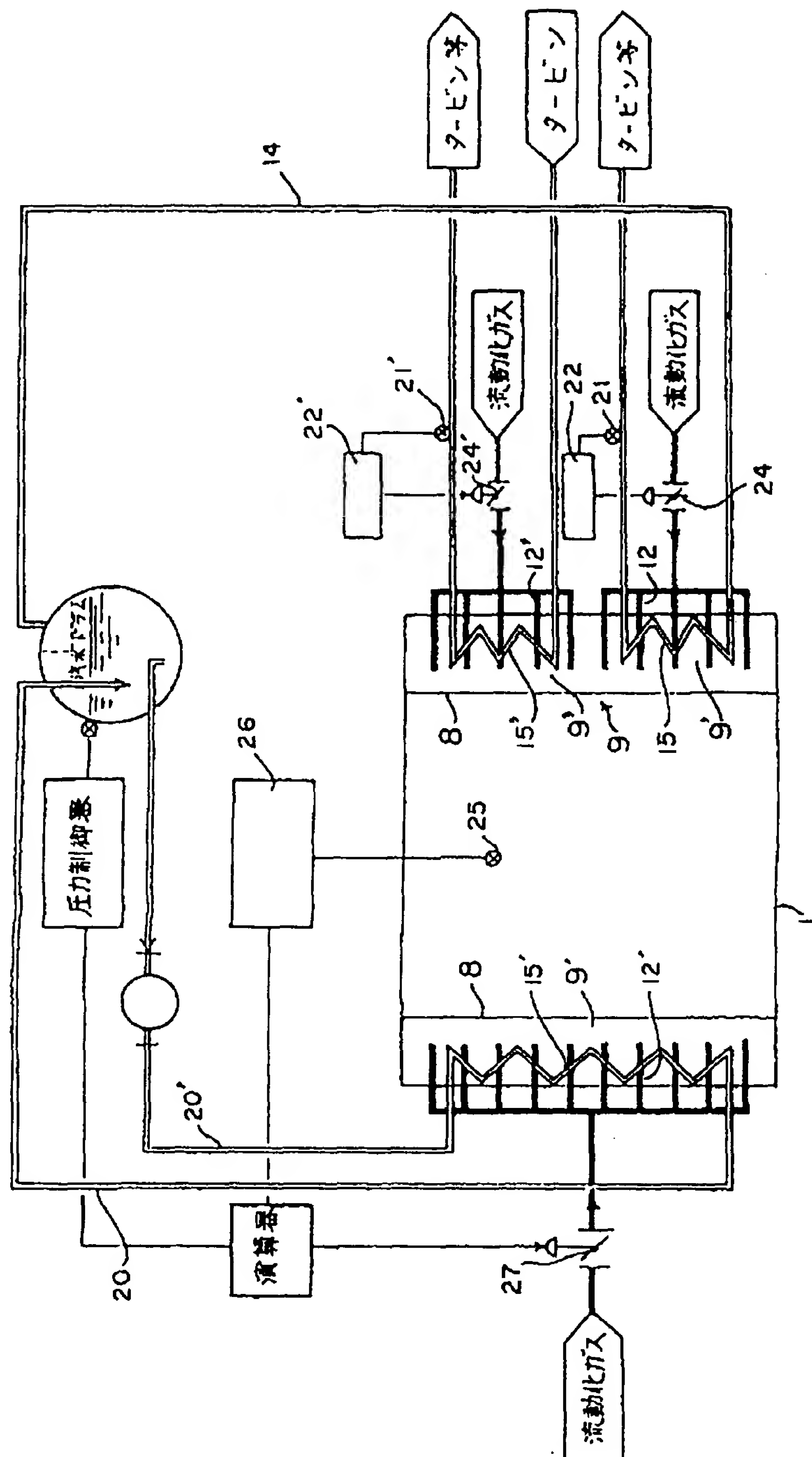
【第27図】



【第29図】



【第30図】



フロントページの続き

(72)発明者 犬丸 直樹  
 東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社  
 荏原製作所内

(72)発明者 川口 一  
 東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社  
 荏原製作所内



(56) 参考文献 特開 昭49-95470 (J P, A)